

Titre: Facteurs de réponse de puits géothermiques pour courts pas de temps
Title: temps

Auteur: Yves Brussieux
Author:

Date: 2019

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Brussieux, Y. (2019). Facteurs de réponse de puits géothermiques pour courts pas de temps [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal]. PolyPublie.
Citation: <https://publications.polymtl.ca/3826/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/3826/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Michel Bernier
Advisors:

Programme: Génie énergétique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

FACTEURS DE RÉPONSE DE PUIITS GÉOTHERMIQUES POUR COURTS PAS DE TEMPS

YVES BRUSSIEUX

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE ÉNERGÉTIQUE)

AVRIL 2019

© Yves Brussieux, 2019.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

FACTEURS DE RÉPONSE DE PUITTS GÉOTHERMIQUES POUR COURTS PAS DE TEMPS

présenté par : BRUSSIEUX Yves

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. CIMMINO Massimo, Ph. D., président

M. BERNIER Michel, Ph. D., membre et directeur de recherche

M. ESLAMI-NEJAD Parham, Ph. D., membre externe

REMERCIEMENTS

En premier lieu, je tiens à remercier le Pr. Michel Bernier, mon directeur de recherche. Excellent enseignant, chercheur et directeur, il m'a donné l'opportunité de découvrir le monde de la recherche dans les meilleures conditions possible. Modèle de pédagogie, je garderai son exemple de professeur passionné mêlant sagement une rigueur scientifique sans faille et une attention permanente (et très appréciée !) envers ses élèves.

Je remercie également toutes les personnes qui m'ont entouré tout au long de cette maîtrise. Je pense en particulier à tous mes amis du BeeLab bien sûr, avec une mention spéciale pour les fins d'après-midi houblonnées. Je n'oublie pas non plus mes colocataires qui ont su me supporter ou me soutenir, selon.

Je termine par ceux avec qui tout a commencé, ma famille, qui, bien qu'éloignée m'est restée proche tout du long de cette aventure.

RÉSUMÉ

Bien que gagnant en popularité, les systèmes de pompe à chaleur géothermiques sont encore limités par un fort coût initial et un retour sur investissement relativement long. Ces frais pourraient être diminués en améliorant les méthodes de conception de puits pour que le système ne soit pas surdimensionné. La prise en compte du régime transitoire à l'intérieur du puits fait partie de ce perfectionnement, puisqu'il est d'ores et déjà montré que les effets capacitifs permettent de diminuer la longueur de puits requise. Ce travail vise donc à fournir des facteurs de réponse universels et précalculés pour faciliter l'intégration du comportement transitoire des puits dans la simulation et le design des systèmes.

Un nouveau modèle unidimensionnel est donc créé dans un premier temps pour décrire l'évolution thermique du puits pour les courts pas de temps. Ce modèle hybride résout simultanément le transfert thermique interne au puits via une méthode numérique et celui du sol via la solution analytique de la source cylindrique infinie. Ce modèle permet de confirmer l'importance de la considération de toutes les capacités du puits, dont celle du fluide dans la simulation à court terme.

Ce modèle est ensuite utilisé pour générer de nouveaux facteurs de réponse à court pas de temps. Ces facteurs, inspirés des g-fonction d'Eskilson (1987), se basent sur la température du fluide plutôt que celle de la paroi, mais sont conçus pour converger vers les g-fonctions à long terme. De nouveaux paramètres adimensionnels sont définis pour assurer l'universalité de ces facteurs de réponse.

L'équation de dimensionnement d'ASHRAE basée sur les g-fonction confirme sa validité avec les facteurs de réponses revisités. Ils sont alors utilisés pour démontrer l'influence des effets capacitifs sur le design en soulignant qu'une longueur plus courte est obtenue en comparant avec la méthode originale.

Finalement, ce nouvel outil simple de calcul du comportement thermique en régime transitoire est rendu accessible par l'intermédiaire de graphiques universels de nouveaux facteurs de réponse ainsi que par une base de données de facteurs couvrant un large éventail de propriétés de puits géothermiques.

ABSTRACT

Ground source heat pump systems are gaining popularity. However, their use is still limited by a high initial cost and a long return on investment. Those expenses could be reduced with an improvement in the design methods to avoid oversized systems. Consideration of the dynamic process occurring inside the borehole is part of this enhancement, because it has already been proven that capacity effects decrease the required borehole length. This work aims to create universal and precalculated response factors to ease the integration of transient borehole behavior in system simulation and design.

First, a new unidimensional model is developed to describe the thermal evolution of boreholes during short time steps. This hybrid model solves simultaneously the heat transfer inside the borehole with a numerical method and the heat transfer in the ground with the infinite cylindrical source solution. This model confirms the importance of considering all thermal capacities in the borehole, including the fluid, in the short time simulations.

Second, this model is used to generate new short time response factors. These factors, inspired by Eskilson's (1987) g-functions, are based on the mean fluid temperature instead of the borehole wall temperature. However, they are built to merge with the original g-function in the long-time domain. New non-dimensional parameters are defined to characterize the short time response factors.

The ASHRAE design equation based on g-function is still valid with the new response factors. Consequently, they are used to demonstrate the influence of capacity effects on the required borehole length. It is shown that the calculated borehole length is shorter than with the classic method.

Lastly, this simple tool for the calculation of transient thermal behavior is used to generate easy-to-use graphs and a database of short-time response factors covering a large range of ground heat exchangers system properties.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	iii
RÉSUMÉ.....	iv
ABSTRACT	v
TABLE DES MATIÈRES	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	ix
LISTE DES FIGURES.....	x
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	xii
LISTE DES ANNEXES.....	xvi
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Objectifs du travail de recherche.....	3
1.2 Organisation générale du mémoire	3
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE	5
2.1 Influence des capacités thermiques	5
2.2 Court-circuit thermique et phénomènes de transport	8
2.3 Géométrie équivalente.....	9
2.4 Autres	11
2.5 Bilan	15
CHAPITRE 3 ARTICLE 1 : A HYBRID MODEL FOR GENERATING SHORT-TIME G-FUNCTIONS	16
3.1 Abstract	16
3.2 Introduction	17
3.3 Proposed model	20
3.3.1 Governing equations and boundary conditions.....	21

3.3.2	Evaluation of short-time g-functions.....	23
3.3.3	Grid independence checks.....	24
3.3.4	Validation	25
3.4	Application to the ASHRAE Sizing equation	26
3.5	Conclusion.....	28
3.6	Nomenclature	29
3.6.1	Subscripts	29
3.7	References	30
CHAPITRE 4 ARTICLE 2 : UNIVERSAL SHORT TIME G*-FUNCTIONS: GENERATION AND APPLICATION		32
4.1	Abstract	32
4.2	Introduction	33
4.3	Literature review	35
4.4	Proposed model	40
4.4.1	Governing equations and boundary conditions	41
4.4.2	Comparison with experimental data.....	44
4.4.3	Limits of the proposed model.....	44
4.5	Global g*-functions	47
4.5.1	Definition	47
4.5.2	Negative values of g*-functions	47
4.5.3	Non-dimensional parameters for short time g*-functions	49
4.6	Application to the ASHRAE Sizing equation	53
4.7	Conclusion.....	57
4.8	Nomenclature	59

4.8.1	Subscripts	59
4.8.2	Superscripts	59
4.9	References	60
CHAPITRE 5 OUTILS DE CALCUL SOUS EES ET TRNSYS.....		64
5.1	Description des modèles.....	65
5.1.1	Socle commun aux deux modèles	65
5.1.2	Spécificité de chaque modèle.....	71
5.1.3	Bilan	73
5.2	Spécificités EES/TRNSYS.....	74
5.2.1	EES.....	75
5.2.2	TRNSYS.....	75
5.3	Exemple d'utilisation des modèles.....	81
5.3.1	Prédiction de température.....	82
5.3.2	Génération de g^* -fonction	85
CHAPITRE 6 DISCUSSION GÉNÉRALE		88
6.1	Modèles de simulation pour courts pas de temps.....	88
6.2	Facteurs de réponse à courts pas de temps.....	88
6.3	Nouvelle équation de dimensionnement d'ASHRAE	89
CHAPITRE 7 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS		90
BIBLIOGRAPHIE		92
ANNEXES		94

LISTE DES TABLEAUX

Table 3-1 Equivalent properties for each layer	22
Table 3-2 Borehole characteristics used in Figures 3-1 and 3-3	25
Table 3-3 Short-term effects on borehole length	27
Table 4-1 Equivalent properties for each layer	42
Table 4-2 g^* -functions for $t=0.05$ h and $t=24$ h	48
Table 4-3 Borehole characteristics used in application section	55
Table 4-4 Short-term effects on borehole length	55
Table 4-5 Parameters used for the short-term calculations	56
Tableau 5-1 Tableau recensant l'ensemble des fichiers nécessaires à l'utilisation des modèles développés dans les logiciels EES et TRNSYS.	64
Tableau 5-2 Entrées et sorties de la procédure de maillage	68
Tableau 5-3 Entrées et sorties des deux modèles	72
Tableau 5-4 Système d'équations permettant de résoudre la condition limite au niveau du fluide dans le modèle de prédiction de température	72
Tableau 5-5 Tableau de synthèse des procédures utilisées dans chaque modèle.....	73
Tableau 5-6 Récapitulatif des équations résolues dans chaque procédure.....	74
Tableau 5-7 Tableau de synthèse des paramètres communs à chaque TYPE.....	76
Tableau 5-8 Tableau de synthèse des entrées du TYPE 9999.....	77
Tableau 5-9 Tableau de synthèse des sorties du TYPE 9999	77
Tableau 5-10 Tableau de synthèse des sorties du TYPE 9998	78
Tableau 5-11 Propriétés du fluide entrant pour chacune des 4 périodes de la simulation	83
Tableau 5-12 Paramètres du puits servant aux exemples d'utilisation des TYPE 9999 et 9998 ..	84

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 Évolution de la température de sortie d'un puits soumis à une charge de 5 kW avec ou sans capacité thermique.....	2
Figure 3-1 Short and long-term g-functions for a 3×2 bore field.	18
Figure 3-2 Approximation of the real geometry with an equivalent composite cylinder (left). Dimensions (not to scale) of the various layers and grid layout (right).	21
Figure 3-3 Grid independence checks. a) The number of nodes is fixed at 60 and the time step is varied. b) The time step is fixed at 0.05 h and only number of nodes per layer is varied.	25
Figure 3-4 Comparison between the outlet fluid temperature predicted by the proposed model and those measured by Beier et al. (2011).	26
Figure 4-1 Short-time and long-time g-functions on the same non-dimensional time scale	33
Figure 4-2 Schematic representation of universal g^* -functions curves along with traditional long-time g-function.	35
Figure 4-3 Approximation of the real geometry with an equivalent composite cylinder (left). Dimensions (not to scale) of the various layers and grid layout (right).	41
Figure 4-4 Comparison between the outlet fluid temperature predicted by the proposed model and those measured by Beier et al. (2011).	44
Figure 4-5 Differences in the prediction of the outlet temperature between the proposed model and a TRCM model. a): using R_b ; b): using R_b^*	46
Figure 4-6 General representation of short-time g^* -function in fluid and ground domains.....	50
Figure 4-7 Global g^* -function dataset for four different values of $2\pi k_g R_b$	52
Figure 4-8 Evolution of the mean fluid temperature for cases with and without thermal capacity for three ground pulses applied over 10 years, 1 month and 4 hours.....	57
Figure 5-1 Géométrie équivalente de Xu et Spitler (2006)	66
Figure 5-2 Maillage exponentiel symétrique d'une couche avec 12 nœuds pour le tuyau (pipe). ..	67
Figure 5-3 Conditions limites pour l'intérieur du puits.....	70

Figure 5-4 Capture d'écran du diagramme d'entrée des paramètres dans EES. Les mêmes paramètres sont utilisés dans TRNSYS.....	71
Figure 5-5 Schéma itératif permettant de résoudre la condition limite à la paroi du puits dans TRNSYS.....	80
Figure 5-6 Exemple de prédiction de la température de sortie du fluide par rapport au temps.	85
Figure 5-7 Exemple de g^* -function générée pour 48h de simulation.	86

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

Abréviations

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers
B2G	Borehole to Ground
BHE	Borehole Heat Exchanger
CMILS	Composite Medium Infinite Line Source Model
COP	Coefficient de Performance
DST	Duct ground STorage
EA	Éthanol
EES	Engineering Equation Solver
ETR	External thermal resistance
HR	Hybrid Reduced
MA	Méthanol
PG	Propylène Glycol
SCI	Source Cylindrique Infinie
STRCM	Simplified Thermal Resistance Capacity Model
TRC	Thermal Resistance Capacity
TRT	Thermal Response Test
TRNSYS	Transient System Simulation
VGHE	Vertical Ground Heat Exchangers

Variables

a	coefficient de discrétisation ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
b	coefficient de discrétisation ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
B	distance entre puits (m)

BS	taille d'un bloc de l'agrégation de Liu (-)
D	distance entre la surface du sol et la tête du puits (m)
C_p	capacité thermique massique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
Fo	nombre de Fourier (-)
g	original g-function (-)
g^*	global g-function (-)
G	facteur de réponse calculé avec la source cylindrique infinie (-)
h	coefficient de convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
H ou L	longueur du puits (m)
k	conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
k_g	conductivité thermique du sol ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
k_{gt}	conductivité thermique du coulis ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
L_i	épaisseur de chaque couche (m)
\dot{m}	débit principal (L/s)
n	nombre de branches de tuyau (-)
n_i	nombre de nœuds par couche (-)
N_f	nombre adimensionnel caractéristique du fluide (-)
N_g	nombre adimensionnel caractéristique du sol (-)
q	taux de transfert de chaleur par unité de longueur (W/m)
q_f	flux de chaleur injecté au puits (W/m^2)
q_w	taux de transfert de chaleur par unité de longueur à la paroi (W/m)
Q	taux de transfert de chaleur (W)
r	distance radiale depuis le centre du puits (m)
r_b	rayon du puits (m)

R_b	résistance thermique équivalente du puits (m.K/W)
R_b^*	résistance thermique équivalente globale du puits (m.K/W)
R_c	résistance thermique convective (m.K/W)
R_{grout}	résistance thermique du coulis du puits (m.K/W)
R_n	distance entre un nœud et la paroi du volume de contrôle suivant (m)
R_p	résistance thermique des tuyaux du puits (m.K/W)
R_s	distance entre un nœud et la paroi du volume de contrôle précédent (m)
Re	nombre de Reynolds (-)
t	temps (h ou s)
t_s	temps caractéristique du sol (jours)
t_c	temps caractéristique du puits (h)
T	température (°C)
T_{in}	température du fluide entrant dans le puits (°C)
T_m ou T_f	température moyenne du fluide (°C)
T_g	température du sol non perturbé (°C)
T_{out}	température du fluide sortant puits (°C)
T_w	température de la paroi du puits (°C)
WP	période d'attente dans l'agrégation de Liu (-)

Symboles

α_g	diffusivité thermique du sol (m ² /jour)
$\alpha_{eq,b}$	diffusivité thermique équivalente du puits (m ² /h)
Γ	facteur de réponse (m.K/W)
δr	distance entre deux nœuds (m)
Δ	épaisseur du tuyau (m)

Δt	écart de temps (s ou h)
ΔT	différence de température (°C)
ρ	masse volumique (kg/m ³)
μ	viscosité dynamique (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)

LISTE DES ANNEXES

Annexe A – Base de données de g^* - fonction	94
--	----

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Le plan de Transition énergétique Québec affiche clairement le désir de développer la performance énergétique au Québec en encourageant les systèmes économes en énergie et faiblement émetteurs de gaz à effets de serre. Le chauffage et la climatisation des bâtiments résidentiels représentent à eux seuls 12% de la consommation totale du Québec en énergie (Transition énergétique du Québec et Office de l'efficacité énergétique, 2016), auxquels il faudrait ajouter les consommations des secteurs commerciaux et industriels.

Les systèmes de pompes à chaleur géothermiques s'inscrivent pleinement dans cette démarche puisqu'ils permettent une grande économie d'énergie. Leur important coût initial pèse toutefois sur la popularisation de ces systèmes. Afin de permettre leur développement, des améliorations doivent être proposées tant techniquement que dans la phase de design et de simulation.

Les systèmes munis de puits verticaux à boucle fermée sont les plus utilisés pour des fins de chauffage et climatisation des bâtiments. La modélisation de ces échangeurs est souvent soumise à un compromis entre des modèles complets, mais très lourds, qui rendent difficiles leur implémentation et leur utilisation dans des logiciels de simulation pluriannuelles, ou bien une simplification trop importante via des hypothèses qui ne traduisent pas bien la réalité physique du transfert thermique.

Parmi ces hypothèses communes se trouve la négligence des effets capacitifs à l'intérieur du puits. Les effets capacitifs sont reliés à la capacité thermique du fluide, du coulis et dans une moindre mesure des tuyaux. L'ensemble de la capacité thermique du puits est généralement relativement important, et influence donc le comportement de l'intérieur du puits en régime transitoire. Ainsi, Gagné-Boisvert (2017) montre que la capacité thermique typique d'un puits de 15 cm de diamètre et d'une longueur de 150 m est de l'ordre de 9 MJ/K. Par conséquent, une injection de chaleur de 2.5 kW pendant 1 h conduit à une augmentation moyenne de la température à l'intérieur du puits de 1 K.

Il est d'usage pour des simulations à long terme de considérer le régime permanent à l'intérieur du puits et de ne traiter que du transfert de chaleur transitoire dans le sol. Une des données les plus couramment utilisées dans la simulation de puits géothermiques est la température du fluide à la

sortie du puits. La prise en compte, ou non, des effets capacitifs du puits a un impact majeur sur cette température lors du régime transitoire. La figure 1-1 illustre cette différence en montrant l'évolution de la température moyenne du fluide d'un puits typique soumis à une charge thermique de 5 kW. Comme montré, l'écart devient négligeable une fois le régime permanent atteint. Cependant, tant qu'il y aura des variations fréquentes dans la charge imposée au puits, c'est-à-dire tant que les phases transitoires seront nombreuses, l'abstraction de la capacité thermique du puits entraînera une erreur de simulation telle que montrée par Shirazi et Bernier (2013).

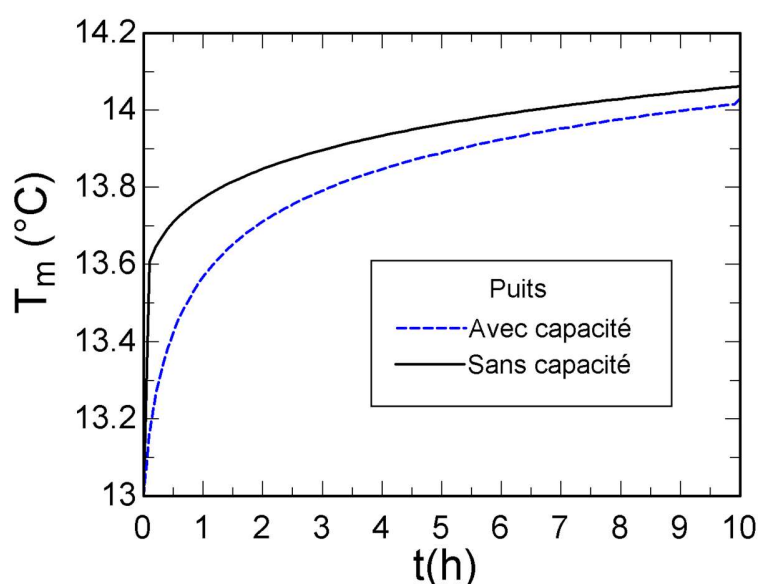


Figure 1-1 Évolution de la température moyenne d'un puits soumis à une charge de 5 kW avec ou sans capacité thermique.

L'amélioration de la simulation des comportements d'échangeurs géothermiques passe donc par une prise en compte du comportement capacitif des puits. Des facteurs de réponse thermiques universels et précalculés, les *g*-fonctions, développées par Eskilson (1987), sont déjà couramment utilisés et forment un outil pratique de calcul de réponse thermique. En effet, ces facteurs de réponse décrivent complètement l'évolution de la température à la paroi d'un puits en fonction du temps et du flux de chaleur extrait de ce puits. Cependant, cet outil n'est rigoureusement valable qu'une fois le régime permanent atteint dans le puits. L'adaptation de ces facteurs de réponse aux courts pas de temps, associés aux variations fréquentes dans la charge imposée au puits,

permettraient donc une approche complète et accessible pour la simulation ou le design de puits géothermiques, quel que soit la période de temps étudiée.

1.1 Objectifs du travail de recherche

Ce mémoire a pour but l'élaboration d'une base de données de g-fonctions universelles valable pour les courts pas de temps. Afin de parvenir à cet objectif, plusieurs étapes intermédiaires sont nécessaires :

- Un nouveau modèle prenant en compte le comportement capacitif des puits doit être élaboré, validé et documenté. Ce modèle servira de base pour la génération de g-fonctions.
- Les g-fonctions usuelles étant développées sans prendre en compte le caractère transitoire du puits, de nouvelles g-fonctions doivent être définies et générées pour obtenir les propriétés voulues.
- Des paramètres adimensionnels pertinents doivent être déterminés pour que les fonctions obtenues soient bien universelles.
- Une application est envisagée pour montrer l'utilisation et l'intérêt des nouveaux facteurs de réponse développés.

1.2 Organisation générale du mémoire

Ce mémoire est constitué de sept chapitres. Après l'introduction, le chapitre deux passe en revue la littérature afin d'établir l'état de l'art de la modélisation thermique des puits à court pas de temps, c'est-à-dire à la fois les solutions existantes, mais aussi leurs limites. Cette revue s'intéresse aussi aux facteurs de réponse thermique déjà développés dans les domaines du court et du long terme. Le troisième chapitre reproduit un article présenté à la conférence de l'International Ground Source Heat Pump Association en septembre 2018. Cet article présente de façon succincte le modèle unidimensionnel hybride permettant la prédiction de température et la génération de g-fonction en prenant en compte la capacité thermique de tous les éléments du puits. Le quatrième chapitre se base sur un article soumis à la revue Science and Technology for the Built Environment qui décrit la construction des nouveaux facteurs de réponse pour les courts pas de temps, nommés g^* -fonctions, et présente une base de données sous forme de graphes de ces nouvelles fonctions. Une application permet de montrer l'utilisation et l'importance de ces fonctions dans le

dimensionnement de puits géothermiques verticaux. Le chapitre cinq décrit la structure des modèles développés dans le logiciel EES et l'environnement TRNSYS. Il permet à tout utilisateur de comprendre plus en profondeur comment fonctionnent les modèles et éventuellement de les répliquer pour d'autres applications. Le sixième chapitre aborde la structure et les avancées de ce mémoire dans leur ensemble. Enfin, la conclusion résume l'apport de ce mémoire à la communauté scientifique et présente les recommandations pour un potentiel prolongement de ce travail.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Afin de proposer un modèle cohérent avec l'état de l'art de la résolution du transfert thermique des puits à court pas de temps, de la génération de g -function et des méthodes de simplification de la géométrie d'un échangeur géothermique, une revue de littérature complète a été faite. D'autres auteurs ont déjà effectué des revues précises et pertinentes de ces aspects, notamment Shirazi et Bernier (2013). Afin de ne pas faire de redondance avec ces publications, seuls les articles postérieurs à cette publication ou non nommés par ces auteurs seront présentés ici. Une partie de la littérature est également revue dans les articles qui constituent les chapitres 3 et 4 de ce mémoire et à nouveau, seuls les articles non encore cités et pertinents seront abordés ci-après.

La revue de littérature est divisée en plusieurs catégories. Les premiers articles mentionnés sont ceux qui s'intéressent à l'influence de la capacité thermique sur les résultats de simulation, influence particulièrement importante lors du régime transitoire. Ensuite, plusieurs articles traitent des principales limites rencontrées lors de la simulation à court pas de temps, surtout dans le cas où le modèle est unidimensionnel. Ces limites sont le court-circuit thermique entre les branches du tube et les phénomènes de transports, notamment l'influence du débit, qui sont délicats à simuler et peuvent engendrer des erreurs notables. La troisième catégorie traite de la géométrie équivalente, ainsi que de ses limites éventuelles, qui est un facteur déterminant dans la modélisation du puits. Enfin, une dernière partie recense d'autres articles pertinents qui se penchent sur des problématiques variées.

2.1 Influence des capacités thermiques

Gu et O'Neal (1998b) ont développé un modèle permettant de mesurer l'effet des matériaux de remblai sur l'échange de chaleur entre puits géothermique en U et le sol. Ce modèle discrétise le puits en éléments finis et résout le transfert thermique de chaque élément avec une méthode analytique. Afin de pallier le problème de court-circuit thermique entre les branches du puits, deux solutions sont utilisées et comparées; une méthode de superposition thermique prenant les deux tuyaux indépendamment en compte et une géométrie équivalente qui transforme le problème pour le rendre symétrique. Le modèle distingue les cycles on/off de la pompe à chaleur. La validation du modèle a été faite avec une installation expérimentale miniature permettant de simuler un puits avec plusieurs types de remblai. Les résultats sont en accord avec l'expérience même si d'autres

tests doivent être envisagés pour valider plus en profondeur le modèle. En effet, l'incertitude des mesures rend les résultats difficiles à interpréter. Le modèle en lui-même n'est pas conçu spécifiquement pour le régime transitoire, mais il permet une comparaison entre des réponses thermiques de puits possédant des propriétés capacitatives différentes. L'analyse de ces comparaisons permet de mieux comprendre le rôle et l'ordre de grandeur de l'impact de ces capacités thermiques lors des cycles on/off de la pompe à chaleur géothermique.

Bandyopadhyay et al. (2008) se concentrent sur le calcul de la température du fluide en régime transitoire. Ils furent parmi les premiers à intégrer la capacité thermique du fluide dans leur modèle nommé « Virtual Solid ». Ce modèle analytique est basé sur une géométrie équivalente et prend en compte la capacité thermique de tous les éléments du puits ainsi que d'un facteur de correction pour refléter le court-circuit qui apparaît entre les deux branches du puits. En plus du fluide présent dans le puits, une fraction de la masse thermique du fluide du système complet, c'est-à-dire présent dans les tuyaux, la pompe à chaleur et autres, est prise en compte. Le fluide se comporte alors comme un élément solide présent au centre du tuyau, possédant une masse thermique égale à celle du fluide réel et une conductivité thermique infinie. Le nombre de Biot est calculé pour évaluer le transfert thermique entre fluide et coulis. Ce modèle est validé avec succès en comparaison avec les modèles en régime permanent de la source cylindrique infinie et de la source linéique infinie ainsi qu'un modèle d'élément fini présent dans la suite logiciel ANSYS. Ce dernier permet de s'attarder sur la question de l'espacement entre les tuyaux et du court-circuit thermique puisque c'est le seul modèle alors présenté qui le prend en compte. Ce modèle a l'avantage d'être facilement implémentable dans des logiciels de simulation et d'être valable à la fois pour le régime transitoire et le régime permanent. Les auteurs prévoient déjà que la prise en compte de la capacité du fluide devrait diminuer la longueur de design des échangeurs géothermiques. Un tel constat incite à poursuivre ce travail d'étude de l'effet capacitif sur le design des puits géothermiques.

Godefroy et Bernier (2014) proposent un modèle quasi-3D pour étudier l'influence de la prise en compte de la capacité du fluide et du coulis sur des résultats de simulation. Le modèle divise le puits en tranches au sein desquelles le transfert de chaleur est résolu avec un modèle de résistances et capacités thermiques. Le modèle est implémenté dans l'environnement TRNSYS pour permettre la simulation de systèmes thermiques complets. De telles simulations sont menées et montrent que la consommation énergétique annuelle d'une pompe à chaleur géothermique se trouve surévaluée de quelques pour cent lorsque les capacités thermiques du fluide et du coulis n'étaient pas prises

en compte. Les résultats semblent également montrer que la capacité thermique du fluide a une plus grande importance que celle du coulis. Ce travail fait un pas en avant dans la simulation thermique du régime transitoire, toutefois, il paraît concevable de proposer un modèle encore plus simple pour simuler le régime transitoire. De plus, de tels constats sur l'influence respective des différentes capacités thermiques méritent d'être confirmés par une étude plus précise.

Lee (2016b) s'intéresse à l'impact de la prise en compte du régime transitoire sur les simulations à long terme. Pour cela, il utilise un modèle numérique 3D qui résout le transfert thermique dans le sol à l'aide d'une méthode de volumes finis et celui dans le puits avec un réseau de résistances et capacités thermiques. Les réseaux utilisés dépendent du cas étudié. Dans le cas où le régime transitoire n'est pas considéré, l'état permanent est admis à l'intérieur du puits et aucune capacité thermique n'est présente dans le réseau. Dans le cas où le régime transitoire est considéré, une capacité thermique simulant le coulis est ajoutée au réseau. La capacité thermique du fluide est toujours négligée. La simulation porte sur un immeuble de bureaux de référence situé à Hong-Kong et étudié sur une période de 10 ans. Le système thermique est modélisé dans l'environnement TRNSYS. Deux types de résultats sont analysés. Dans un premier temps, la longueur des puits est imposée et sont étudiées au cours du temps, la température de sortie du fluide, le COP moyen et la consommation énergétique de la pompe à chaleur. Dans un second temps, la longueur de design est recalculée en fonction du modèle utilisé. Les conclusions sont les suivantes; la prise en compte des capacités thermiques entraîne une augmentation du COP moyen, une diminution de la consommation d'énergie et de la température de sortie du fluide. De plus, en considérant le régime transitoire, la longueur de design diminue considérablement, jusqu'à 14.4% selon l'auteur. Cet article apporte une bonne compréhension de l'impact du régime transitoire sur les simulations thermiques à long terme et permet de comprendre pourquoi il est nécessaire de l'inclure. Ces travaux pourraient être améliorés en prenant également en compte la capacité thermique du fluide et en présentant des méthodes synthétiques de design de puits prenant en compte les phénomènes capacitifs.

Gagné-Boisvert et Bernier (2016) ont étudié l'impact de la prise en compte de la capacité thermique totale du puits sur la longueur de design. Pour ce faire, ils ont utilisé le modèle TRC de Godefroy et Bernier (2014) afin de déterminer la longueur requise pour subvenir aux besoins typiques d'une maison située à Montréal. Ils ont remarqué que la capacité thermique du puits, c'est-à-dire celle du coulis et du fluide et dans une moindre mesure celle du tuyau, permettait de réduire le pic de charge

et donc réduisait substantiellement la longueur du puits nécessaire. Lorsque les effets capacitifs ne sont pas considérés, la longueur de design du puits est systématiquement surestimée. Afin de pallier cette erreur, ils proposent d'utiliser un facteur de correction à l'équation de design d'ASHRAE qui prend en compte à la fois la capacité du puits, mais aussi le surdimensionnement de la pompe à chaleur qui change à la fois le temps d'utilisation et le comportement dynamique du puits. Ils estiment que dans certaines configurations, les résultats peuvent différer de près de 30% entre l'équation d'ASHRAE et les simulations dynamiques. Le présent travail s'inscrit dans la continuité de cette étude puisqu'il cherche à étudier l'impact des capacités thermiques sur les simulations en régime transitoire. Toutefois, plutôt que de proposer un facteur de correction à l'équation de design d'ASHRAE, il tend à aborder le problème du point de vue des g-fonctions. Puisque celles-ci permettent également des calculs de dimensionnement, le facteur de correction pourrait être remplacé par une expression plus universelle.

2.2 Court-circuit thermique et phénomènes de transport

Lee (2016a) se penche à nouveau sur l'impact du régime transitoire sur les simulations à long terme. Ce cas est particulièrement intéressant lorsque les charges sont intermittentes et que le régime permanent n'est donc pas constamment atteint. Il réutilise les deux modèles présentés précédemment (Lee, 2016a) et se concentre sur les effets dus à la circulation du fluide le long du tuyau. En effet, pour des pas de temps suffisamment courts ou des débits faibles, le fluide ne parcourt pas entièrement le tuyau à chaque pas de temps. Le puits est donc divisé verticalement en un certain nombre de segments de fluide. Ces segments sont distincts entre les deux branches du tuyau, qui correspondent au fluide entrant et sortant. Une telle division permet d'étudier deux cas de figure, la présence d'un débit de fluide non nul ou l'absence de débit. Si le débit est non nul, alors le fluide pénètre un certain nombre de segments de fluide et déplace le fluide initialement présent dans ces segments plus loin. Le transfert thermique est donc calculé avec les conditions limites conséquentes. Si le débit est nul, cet effet n'est pas à prendre en compte et seuls les effets capacitifs interviennent et diffèrent entre les modèles à courts et longs termes. Le modèle est validé avec les données de l'université d'Oklahoma. Une étude d'influence du maillage vertical est également présentée. Une étude de performance est ensuite établie pour comparer les modèles à courts et long pas de temps. La température de sortie d'un puits soumis à des charges périodiques intermittentes est calculée grâce aux deux modèles. L'auteur constate qu'au bout de 10h, une

différence allant jusqu'à 3°C peut être observée selon que les phénomènes de transport du fluide sont considérés ou non. Ce résultat dépend bien sûr des charges thermiques imposées au puits. Ce travail montre la difficulté et l'importance de simuler le comportement du puits lorsque le fluide n'est pas renouvelé à chaque pas de temps. Ici, l'auteur solutionne le problème en divisant verticalement le puits. Un modèle qui ne considère pas l'évolution verticale de la température aurait sans doute du mal à produire des résultats cohérents.

Sandler et al. (2017) se sont penchés sur l'étude du court-circuit thermique entre le tuyau ascendant et le tuyau descendant d'un puits en U. Le modèle de base de l'étude est un modèle numérique 2D qui prend en entrée la géométrie du puits et la température de la paroi extérieure et renvoie la température du fluide. Il ne considère que le régime permanent et néglige de ce fait tous les effets capacitifs. Le modèle est validé expérimentalement et montre des résultats cohérents bien que présentant une légère surestimation de la température du fluide par rapport à l'expérience. Les auteurs parviennent à montrer que la présence du court-circuit thermique, c'est-à-dire le flux de chaleur entre les tuyaux, n'influe pas de manière significative sur la température de la paroi du puits. En revanche, elle joue sur la température du fluide. En faisant varier les différentes géométries possibles, ils soulignent que le court-circuit thermique dépend principalement de l'emplacement des tuyaux, de leurs épaisseurs ainsi que de la taille des puits. Le court-circuit thermique est un problème récurrent à toute modélisation de puits, notamment ceux utilisant une géométrie équivalente. Dans le cas d'une application concrète, une bonne compréhension du phénomène thermique permet d'adapter les paramètres géométriques du puits pour optimiser la chaleur extraite du puits. Dans le cas d'un modèle de simulation, la connaissance de l'impact précis du court-circuit selon les paramètres du puits permet de prendre des décisions quant à la géométrie utilisée et aux éventuels facteurs de correction employés.

2.3 Géométrie équivalente

Gu et O'Neal (1998a) développe un modèle de géométrie équivalente permettant de simplifier les calculs thermiques au sein d'un puits géothermique. Ce modèle se base sur une hypothèse de régime permanent au sein du puits. Le transfert thermique dû à chacune des deux branches est calculé indépendamment en supposant la branche au centre du coulis. Une superposition est ensuite appliquée pour déterminer le transfert total. Le diamètre équivalent adopté est ensuite calculé en utilisant la méthode de la résistance thermique externe (ETR, en anglais) équivalente pour avoir un

comportement thermique semblable. Ce diamètre équivalent dépend du diamètre réel du puits ainsi que de l'espacement entre les branches du tube en U. Puisque la méthode suppose un régime permanent établi, il est normal qu'une telle géométrie ne rende pas bien compte du régime transitoire. Les erreurs dues à cette hypothèse sont quantifiées en comparant le premier résultat analytique avec une méthode numérique plus complète de cartographie conforme. Cette nouvelle méthode rend mieux compte de la géométrie réelle du problème, mais ne tient toujours pas compte des capacités thermiques des éléments du puits. Les résultats obtenus avec ces deux méthodes diffèrent d'environ 5%. Ce modèle permet donc de simplifier grandement les calculs thermiques dans un puits à la géométrie asymétrique. Toutefois, sa conception ne tenant pas compte du régime transitoire, il ne semble pas adapté pour le développement d'un modèle concentré sur les courts pas de temps.

Bandyopadhyay et al. (2008) développent un modèle semi-analytique conçu pour tenir compte de la capacité thermique du fluide en régime transitoire. La géométrie à deux tuyaux du puits est remplacée, comme souvent, par un tuyau unique à la géométrie équivalente. Le puits est divisé en seulement deux composants, le coulis et le cœur qui combine le fluide et le tuyau. Les équations de la chaleur sont résolues analytiquement dans le domaine de Laplace et les auteurs utilisent la méthode d'inversion numérique de Gaver-Stehfest pour retourner dans le domaine temporel. Le modèle a l'avantage de déterminer à la fois la température de sortie du fluide, comme proposé par la plupart des modèles, mais aussi la température à la paroi du puits pour servir à d'éventuels tests de réponse thermique. Les résultats sont comparés avec des modèles d'éléments finis du logiciel ANSYS ainsi qu'avec la source linéique infinie et présentent de bons résultats. Les auteurs remarquent que la principale source d'erreur provient de l'écart entre les centres des tuyaux qui est dû à la géométrie équivalente adoptée. Ainsi, si les résultats sont très bons même en régime transitoire pour des puits dont les deux tuyaux sont très rapprochés, ils le sont beaucoup moins à mesure que cet écart s'agrandit. Ce constat s'avère intéressant pour quiconque utilise une géométrie équivalente dans son modèle. Toutefois, cette erreur dépend sans doute de la géométrie équivalente adoptée et pourrait également être atténuée en utilisant un facteur de correction comme, par exemple, la résistance thermique globale R_b^* qui tient compte du court-circuit thermique entre les tuyaux.

Wei et al. (2016) créent une version simplifiée et analytique du « composite medium infinite line source model » CMILS basée sur une géométrie équivalente. Cette modification permet de pallier

deux des problèmes principaux du modèle précédent qui étaient le temps de calcul et la complexité. Le nouveau modèle est comparé avec succès à trois modèles de prédiction de températures reconnus ainsi qu'aux résultats expérimentaux de Beier et al. (2011). Le choix de la géométrie équivalente utilisée est justifié par une comparaison entre les résultats obtenus avec quatre géométries équivalentes différentes. Le modèle de référence étant le modèle 3D CMILS puisqu'il prend en compte l'interaction thermique entre tuyaux. Parmi les géométries équivalentes étudiées, il conclut que celle de Gu et O'Neal (1998) présente les meilleurs résultats. Une étude de l'impact de l'espacement entre tuyaux est également fournie et l'étude souligne que cet espacement a un impact très important sur la prévision de la température du fluide. Ces résultats sont intéressants puisqu'ils comparent plusieurs géométries équivalentes communément employées et permettent de mieux appréhender les comportements relatifs de chacune de ces géométries. La justification de la géométrie utilisée est rare et appréciée, bien que la conclusion quant au meilleur modèle à adopter dépend sans doute beaucoup du problème étudié et surtout de la géométrie du puits. La géométrie proposée par Xu et Spitler (2006) n'est pas étudiée par Wei et al. (2016).

2.4 Autres

Rottmayer, Beckman et Mitchell (1997) développent un modèle de différences finies en divisant le puits géothermique en section cylindrique, permettant ainsi de représenter le puits à différentes profondeurs. La combinaison de ces sections forme un modèle numérique quasi-3D basée sur une géométrie équivalente qui permet une symétrie radiale autour du centre du puits. Chaque section est divisée en un réseau de résistances thermiques simulant les différents constituants du puits, c'est-à-dire le sol, le coulis et le fluide. Le nombre axial et radial de nœuds est variable et dépend de la résolution voulue. Deux pas de temps distincts sont utilisés dans la simulation. Un premier pour la circulation du fluide, en effet, le modèle impose que le fluide puisse parcourir entièrement les sections à chaque pas de temps ; et un second pour le transfert de chaleur dans le sol qui nécessite des échelles de temps très différentes. Dans le cas où les tubes ne sont pas parfaitement circulaires, un facteur de correction est proposé pour en tenir compte dans les équations. Le modèle en comparaison avec deux modèles dont celui de la source cylindrique infinie et montre de bons résultats. L'avantage de ce modèle numérique est qu'il est d'une grande flexibilité et qu'il peut aisément être amélioré notamment en tenant compte des variations de propriétés thermiques en fonction de la profondeur ou encore en tenant en compte de l'interaction avec d'autres puits du

champ géothermique. Les objectifs premiers de ce modèle sont l'amélioration des méthodes de design existantes et la simulation annuelle de performances, mais il ne s'attarde pas sur les courts pas de temps. Un modèle reprenant cette volonté d'inclure la capacité de tous les éléments du puits, mais limité au régime transitoire ne nécessite sans doute pas une telle précision dans la discrétisation.

Javed (2010) étudie les failles des modèles de simulation existants. Il constate qu'à long terme, les modèles analytiques existants sont très précis pour étudier le comportement d'un puits unique, mais qu'ils restaient imparfaits quand il s'agissait de refléter le comportement d'un champ géothermique complet. À court terme, il remarque que les solutions existantes traitent systématiquement le problème avec des hypothèses sur la géométrie du puits ou sur son comportement thermique. Bien que ces hypothèses soient valables, puisque la plupart de ces modèles sont validés, il est difficile de savoir dans quelle mesure ces modèles sont précis et seraient encore valides dans d'autres conditions de test. Pour pallier ces besoins, plusieurs nouveaux modèles sont présentés. Un premier modèle analytique est développé pour déterminer l'influence thermique dans un champ de puits. Ce modèle utilise des modèles préexistants pour évaluer la température de chaque puits individuellement puis effectue une sommation sur l'ensemble des puits. Le modèle est validé avec un modèle numérique très précis. Dans le domaine du court terme, deux modèles sont présentés. Un premier, analytique et complet, permet de résoudre le transfert thermique grâce aux transformées de Laplace en prenant en compte la capacité thermique de tous les éléments. À nouveau, une géométrie équivalente est utilisée pour permettre une mise en équation suffisamment simple. Un modèle numérique unidimensionnel est aussi proposé pour plus de flexibilité. Ces deux modèles sont validés grâce aux données expérimentales de Beier et al. (2011). Finalement, un système de neuf thermopompes géothermiques a été mis en place pour effectuer des tests de réponse thermique et proposer un outil de validation de modèles ou de stratégies de contrôle. Ce travail souligne lui aussi l'importance de la prise en compte des éléments capacitifs du puits dans la simulation thermique. Toutefois, il ne résout pas tous les problèmes soulevés puisqu'à nouveau, le modèle utilise une géométrie équivalente, bien nécessaire à la simplification du problème pour une résolution analytique.

Cimmino (2015) remet en question deux méthodes largement utilisées pour calculer les g-fonctions dans un champ de puits. Ces méthodes sont basées sur des hypothèses différentes, à savoir, soit un taux d'extraction de la chaleur constant le long des puits, soit une température de la paroi uniforme

pour chaque puits. Pour étudier la validité de ces suppositions, il développe un modèle complet prenant en compte l'interaction entre le fluide et la paroi du puits. Cette interaction étant, en effet, à la base des variations axiales de la température et du transfert de chaleur. Le modèle divise d'abord le puits en plusieurs segments verticaux et combine deux approches afin de résoudre les équations de la chaleur pour chaque segment dans le domaine de Laplace. D'une part, il résout le transfert de chaleur interne aux puits en assimilant les puits à des réseaux de résistances thermiques. D'autre part, la température à la paroi des puits est calculée grâce à la méthode de la source linéique finie. Les interactions entre les puits du champ sont considérées par superpositions spatiales en faisant l'hypothèse que chaque puits est alimenté avec un fluide de même température. Une telle approche permet de traduire la réalité de toutes les variations thermiques selon l'axe vertical. L'auteur compare ensuite les valeurs des g-fonctions obtenues à long terme avec celles obtenues en utilisant les hypothèses classiques. Plusieurs scénarios sont étudiés en faisant varier la résistance interne des puits ou la géométrie du champ de puits. Les résultats montrent que les hypothèses usuelles ne sont valides que pour des cas limites de résistance internes alors que des écarts assez importants sont observés sinon. Il est donc nécessaire de tenir compte de l'interaction entre le fluide et la paroi pour générer des g-fonctions à long terme. Ce constat doit être nuancé à court terme puisque les variations verticales ainsi que les interactions entre puits sont négligeables. Ce sont alors les effets capacitifs qui prédominent et doivent être considérés.

Li et al. (2017) utilisent un modèle 3D numérique pour étudier l'influence des conditions limites sur les résultats d'une simulation. Les données expérimentales servant de support à l'étude sont celles développées par Beier et al. (2011). Les auteurs comparent les résultats obtenus lorsque les données d'entrée sont d'une part la température et le débit du fluide entrant dans le puits, d'autre part, directement la charge thermique donnée par l'expérience. Dans les deux cas, l'élément de comparaison est la température de sortie du fluide comparée à celle donnée par l'expérience. Les auteurs ont remarqué que lorsque la donnée d'entrée choisie était la température du fluide, les résultats étaient en cohérence avec l'expérience tandis que lorsque la charge thermique était utilisée, il existait une grande différence. En effet, dans ce cas, les pertes thermiques de la boîte à sable de Beier et al. (2011) doivent être évaluées pour satisfaire le bilan énergétique ce qui représente une incertitude importante. Les données expérimentales de Beier et al. (2011) étant largement utilisées, ce constat permet d'éviter des erreurs qui pourraient subvenir par exemple lors de la validation de modèle, notamment en choisissant un paramètre d'entrée inadapté.

Fernández et al. (2017) ont proposé une analyse de sensibilité des paramètres d'un puits géothermique. Cinq mois de données ont été relevés d'un champ de six puits géothermique servant de référence à l'analyse et basé à l'université de Vigo en Espagne. Ce champ est simulé dans le logiciel de simulation TRNSYS et l'influence de chaque paramètre de la simulation est étudiée grâce à trois différentes méthodes d'analyse de sensibilité. Les puits géothermiques sont simulés avec le type 557 de TRNSYS. Le logiciel GenOpt permet ensuite de calibrer le modèle en utilisant comme paramètre de référence la température de sortie du puits. Les résultats de l'analyse de sensibilité montrent que parmi les nombreux paramètres du problème, seuls 5 sont réellement pertinents pour le calcul de la température de sortie du fluide. Ces paramètres sont le débit du fluide, la température initiale, la capacité thermique du fluide, la conductivité thermique du coulis et celle du sol. En limitant la calibration à ces seuls paramètres, les résultats sont sensiblement égaux à ceux trouvés lorsque les 20 paramètres initiaux sont calibrés. Cette étude permet à la fois de souligner l'importance de la capacité thermique du fluide, mais également de connaître les paramètres qui influencent le plus les résultats et qui, par conséquent, demandent le plus de précision.

Ghoreishi-Madiseh et al. (2019) développent un nouveau modèle 1D analytique pour décrire le comportement thermique transitoire d'un ou plusieurs échangeurs géothermiques. Le transfert de chaleur est résolu indépendamment dans le sol et à l'intérieur du puits, c'est-à-dire entre le fluide et la paroi du puits. Pour ce qui est de la partie interne, le modèle ne prend en compte ni la capacité thermique des éléments du puits ni le court-circuit thermique entre les branches du tube en U. Le puits est en fait simplement assimilé à la somme de deux résistances représentant le fluide et le coulis. Des équations adimensionnelles sont développées et résolues en utilisant les fonctions de Bessel. Dans le cas où plusieurs puits interagissent, une méthode de superposition est utilisée pour tenir compte de cet effet. Le modèle est validé par plusieurs tests. Tout d'abord, un premier test compare les températures à la paroi du puits obtenues avec le nouveau modèle ou un modèle 2D numérique. Plusieurs simulations sont effectuées pour étudier les cas des puits uniques ou entourés d'autres puits. Les simulations ont une durée totale de 20 ans et les résultats concordent entre les deux modèles. Dans un deuxième temps, c'est la température du fluide sortant qui est étudiée. Afin de cerner au mieux les erreurs de simulation potentielles, le modèle est comparé avec un modèle numérique 3D complet. Les données utilisées sont celles d'un puits de laboratoire de 10-cm de longueur avec un débit adapté à l'échelle. À nouveau, les cas avec et sans interaction entre puits

sont considérés et la durée de la simulation est de 20 ans. Les résultats obtenus sont satisfaisants même s'il est noté que la qualité des résultats dépendait fortement du débit utilisé. Le modèle proposé est donc simple et assez réaliste pour des simulations à assez long terme et pour des débits suffisamment élevés. Le modèle sera sans doute plus limité pour de très courts pas de temps à cause d'une mauvaise prise en compte du comportement capacitif du puits et de la restriction sur le débit nécessaire pour avoir de bons résultats.

2.5 Bilan

Comme le montre cette revue de littérature, les modèles permettant la simulation du transfert thermique dans un puits pour des courts laps de temps sont très nombreux. Toutefois, aucun de ces modèles n'est parfait. Certains usent d'une grande complexité et d'un temps de calcul très long pour tenir compte des moindres caractéristiques du puits et des phénomènes physiques qui y résident. D'autres, au contraire, simplifient considérablement le problème à tel point que la précision est parfois remise en question. Le but du travail qui suit est d'établir un compromis entre ces deux extrêmes. Tout modèle a pour but d'être utilisé. Pour cette raison, il doit être accessible et compréhensible pour ses potentiels utilisateurs. Dans cette optique, le modèle proposé ici est délibérément très simple notamment grâce à la géométrie utilisée. Son application, la génération de g^* -fonctions valides pour tout pas de temps, s'inscrit dans la même démarche d'accessibilité. Un tel outil permettant de précalculer des facteurs de réponse pour de courts pas de temps simplifierait grandement le travail des ingénieurs. La simplicité recherchée ne doit pas remettre en cause l'exactitude des résultats proposés. Le modèle se veut donc aussi précis que possible notamment en considérant les effets capacitifs de tous les éléments du puits. Toutefois, il ne prétend pas résoudre le problème dans sa totalité. Comme l'ont montré plusieurs des articles revus, des modèles basés sur une géométrie équivalente ne peuvent pas traduire précisément du comportement pour de très courtes périodes selon le débit du fluide caloporteur, l'espacement entre les branches du tube en U ou la taille du puits. Ces limites sont abordées en détail et prises en compte dans l'application afin qu'elles n'influent pas le résultat des g^* -fonctions présentées.

CHAPITRE 3 ARTICLE 1: A HYBRID MODEL FOR GENERATING SHORT-TIME G-FUNCTIONS

Soumission :

Article accepté dans le cadre de la conférence de l'International Ground Source Heat Pump Association (IGSPHA) qui s'est tenue du 18 au 20 septembre 2018 à Stockholm, Suède.

Auteurs :

- Yves Brussieux, Candidat M.Sc.A.
- Michel Bernier, Ph.D.

Présentation :

Yves Brussieux, 19 septembre 2018, 2nd IGSHPA Research Track, Stockholm, Suède.

Référence :

Brussieux, Y. and M. Bernier. 2018. *A hybrid model for generating short-time g-functions*. Proceedings of the IGSHPA Research Conference, Stockholm, Sweden, September 2018, pp. 48-56.

3.1 Abstract

A hybrid numerical/analytical approach is proposed to predict short-time g-functions. Transient heat transfer in the borehole is solved numerically while ground heat transfer is evaluated analytically using the infinite cylindrical heat source solution. Grid independence checks indicate that 40 radial nodes and a time step of 3 minutes represent a good compromise between computational time and accuracy. The proposed model is successfully validated against test cases, which include transient heat transfer in a plane wall and experimental data from a sand box.

In the application section of the paper, the classic ASHRAE sizing equation is modified to account for borehole thermal capacity using short-time g-functions. It is shown that the inclusion of borehole thermal capacity has a direct effect on the daily and monthly effective ground thermal

resistances which reduce the required borehole length by a few percent. It is concluded that borehole thermal capacity should be included when sizing a bore field.

3.2 Introduction

Heat transfer calculations from vertical ground heat exchangers (VGHE) are typically performed over two distinct regions, within the borehole and in the ground. In the ground, transient heat transfer from the borehole wall to the far-field is evaluated with thermal response factors such as g-functions (Eskilson, 1987). In the borehole, i.e. from the fluid to the borehole wall, calculations are typically performed using a steady-state borehole thermal resistance by neglecting the fluid and grout thermal capacity within the borehole. While the steady-state assumption in the borehole is valid when the borehole operates continuously, it is shown to be inaccurate for rapidly changing borehole inlet conditions (Shirazi and Bernier, 2013) or when sizing a bore field with a short peak pulse (Ahmadfard and Bernier, 2018).

It is possible to extend the traditional (so-called long-term) g-functions to short time-steps to account for borehole thermal capacity. Thus, with this unified g-function curve, heat exchange with the ground can be predicted over time scales ranging from minutes to decades. Examples of such curves are presented in Figure 1 for a 3×2 bore field geometry. This figure is constructed with five long-term g-function curves for five B/H ratios obtained using the techniques described by Cimmino and Bernier (2013, 2014) while the short-term g-function segment is determined with the model proposed in this paper. As mentioned by Yavuzturk and Spitler (1999), much of the original g-functions calculated by Eskilson (1987) did not cover time periods of less than a month. Yavuzturk and Spitler (1999) also mention that Hellström extended the g-functions so that they could be used down to about 100 hours. For a typical borehole, this represents a value of $\ln(t/t_s) \approx -8$. For lower values, it is necessary to account for transient effects in the borehole. In this paper, this is accomplished using short-time g-functions.

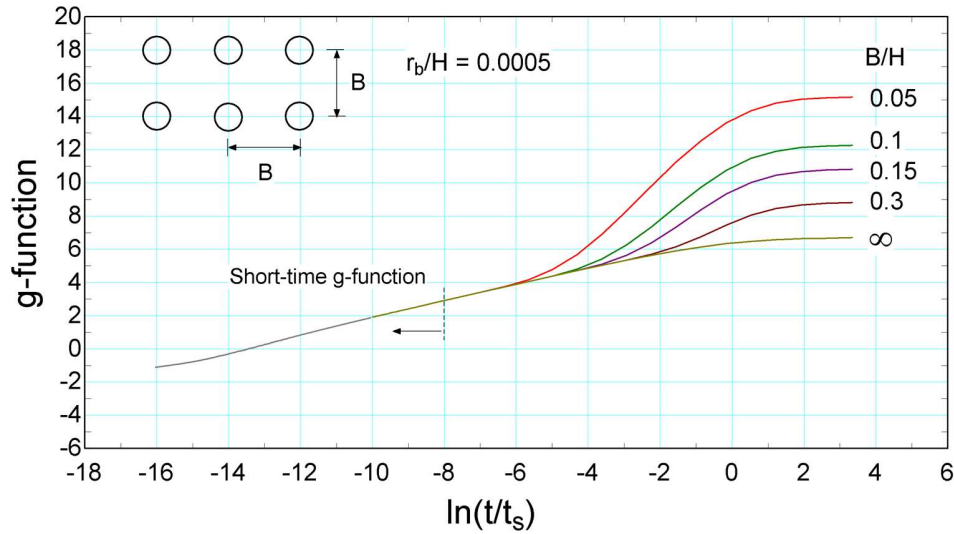


Figure 3-1 Short and long-term g-functions for a 3×2 bore field.

Yavuzturk and Spitler (1999) were the first to extend the concept of g-functions to short time steps taking into account the pipe and grout thermal capacities but neglecting the fluid thermal capacity. Xu and Spitler (2006) extended this work by approximating the U-tube geometry with a series of hollow cylinders representing the fluid, the internal convective resistance, the pipe, the grout and the ground. They have shown that results obtained with this technique compare favorably well with the ones obtained with a two-dimensional model representing the real borehole geometry.

Calculation methods to account for borehole thermal capacity were reviewed by Shirazi and Bernier (2013). Other studies which were not reviewed by these authors will now be briefly discussed.

Javed et al. (2010), Javed and Claesson (2011) and Claesson and Javed (2011) proposed an analytical one-dimensional model to simulate the short and long term thermal response of vertical ground heat exchangers where the U-tube is replaced by a composite cylinder. Borehole heat transfer is solved in the Laplace domain with the use of a circuit of thermal resistances and then inverse transforms are used to revert back to the time domain. Lamarche (2015) used a similar approach and later used his solution (Lamarche, 2016) to study the impact of short-time effects on the required length of VGHE. He showed that for a particular case, the required borehole length could be overestimated by about 5% when short-term effects are neglected.

Li and Lai (2013) and Li et al. (2014) proposed a two-dimensional analytical model for U-tube boreholes in which each tube is replaced by an infinite line source. Their results match experimental data with good accuracy for times as short as several minutes. Ma et al. (2015) used a similar composite-medium line source but in three dimensions to also account for the variation of fluid temperature along the U-tube. However, the fluid thermal capacity is not taken into account in these models. Yang and Li (2014) compared the composite-medium line-source analytical solution of Li and Lai (2013) with a new two-dimensional model using a finite volume approach. This model uses the same assumptions and also considers the influence of the fluid thermal capacity. It is shown that the results are very similar but a better estimation is made with the numerical model for the first few minutes.

Bauer et al. (2011) proposed a three-dimensional model based on a thermal resistance and capacity network, however, such a degree of precision imply relatively high computational costs. Rees (2015) presents a two-dimensional model based on the finite volume method to allow for fluctuations of the fluid temperature along the U-tube. Kim et al. (2014) used a hybrid model, numerical inside the borehole and analytical in the ground, to account for borehole thermal capacity. They used an equivalent radius and a state model size reduction technique to limit computation time. Despite these simplifications, they show results quite similar to analytical models. Ruiz-Calvo et al. (2015) proposed a model called Borehole-to-Ground (B2G) with a thermal network approach to evaluate the internal thermal resistance. This model accounts for grout and fluid thermal capacities and is also combined with long-term g-functions (Ruiz-Calvo et al., 2016) to obtain a complete model. Parisch et al. (2015) accounted for the fluid and grout thermal capacities by adding an adiabatic pipe, which accounts for the borehole thermal capacity, upstream of a steady-state borehole model. Simulations results in TRNSYS performed with this approach show significant improvements.

In the present work, a hybrid approach is proposed to predict short-time g-functions. First, the U-tube geometry is transformed into an equivalent composite cylinder using the approach suggested by Xu and Spitler (2006). Then, heat transfer from the fluid to the borehole wall is evaluated numerically using Patankar's (1980) finite volume approach. Finally, ground heat transfer is evaluated analytically using the infinite cylindrical heat source solution where the heat transfer rate at the borehole wall is obtained from the numerical solution.

After a presentation of the governing equations and the solution methodology, the paper addresses the issue of grid independence and makes recommendations on the number of required nodes and time-step duration to obtain accurate solutions. The approach is then validated against analytical solutions and experimental data. In the application section of the paper, the ASHRAE sizing equation for VGHE is used in conjunction with short-time g-functions to show the impact of borehole thermal capacity on sizing.

3.3 Proposed model

The following model is based on the equivalent geometry proposed by Xu and Spitler (2006) and illustrated in Figure 2. The two-pipe geometry, with a borehole radius r_b , is converted into a composite cylinder configuration with the same borehole radius. The outer pipe radius of the equivalent geometry, $r_{eq,out,p}$, is set equal to $\sqrt{2} r_{out}$. This ensures that the volume occupied by the grout is the same in both the real and equivalent geometry. The inner pipe radius of the equivalent geometry, $r_{eq,in,p}$, is set equal to $r_{eq,out,p}$ minus the pipe thickness $\Delta (= r_{out} - r_{in})$. Then a massless convection layer with a thickness of $0.25 \times \Delta$ followed by a fully mixed fluid layer with a thickness of $0.75 \times \Delta$ are used as suggested by Xu and Spitler (2006). An additional radius, r_{far} , is used by Xu and Spitler (2006) to set the far-field radius in the ground for their numerical model. This radius is not required here since ground heat transfer is handled with an analytical solution. An equivalent fluid thermal capacity, $\rho C p_{eq,f}$, is determined based on the actual fluid thermal capacity, $\rho C p_f$, as follows:

$$\rho C p_{eq,f} = \frac{2r_{in}^2}{(r_{eq,in,c}^2 - r_{eq,f}^2)} \rho C p_f \quad (3.1)$$

The local fluid is at a temperature equal to the average borehole fluid temperature, T_f , while the undisturbed ground temperature is given by T_g . The steady-state borehole thermal resistance, R_b , is equal for both geometries. It is determined here using the first order multipole method (Hellström, 1991) based on the real geometry. Once the value of R_b is known, each layer are assigned equivalent properties as shown in Table 3-1.

3.3.1 Governing equations and boundary conditions

One-dimensional transient heat transfer in the composite cylinder is governed by the following equation:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.2)$$

where ρ , C_p and k are, respectively, the density, specific heat and thermal conductivity. This equation is subjected to the following initial and boundary conditions:

$$T_{t=0} = T_g \quad ; \quad T_{r=r_b} = T_w(t) \quad ; \quad q_{r=r_{eq,f}} = q_f \quad (3.3)$$

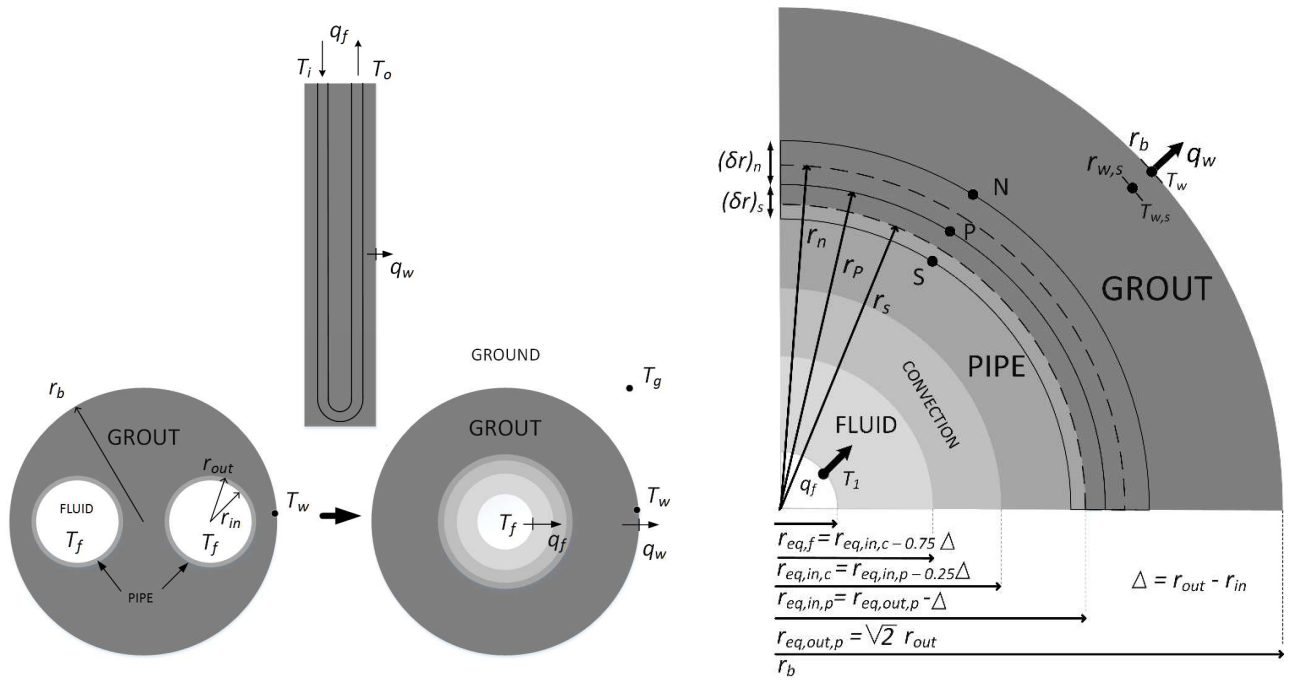


Figure 3-2 Approximation of the real geometry with an equivalent composite cylinder (left). Dimensions (not to scale) of the various layers and grid layout (right).

Table 3-1 Equivalent properties for each layer

Layer	Thermal resistance (m-K/W)	Thermal conductivity (W/m-K)	Thermal capacity ($\rho C p$) (kJ/m ³ -K)
Convection	$R_{eq,c} = \frac{1}{2\pi r_{in} h_c n}$	$k_{eq,c} = \frac{\ln\left(\frac{r_{eq,out,p}}{r_{eq,in,p}}\right)}{2\pi R_{eq,c}}$	Set artificially to a small value
Grout	$R_{eq,gt+p} = R_b - R_{eq,c}$	$k_{eq,gt} = k_{eq,p} = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_{eq,in,p}}\right)}{2\pi R_{eq,gt+p}}$	Actual thermal capacity
Pipe			Actual thermal capacity
Fluid	negligible	Set artificially to a high value	See equation 1
<i>eq</i> : equivalent geometry; <i>c</i> : convection; <i>gt</i> : grout; <i>p</i> : pipe			

Heat transfer in the composite cylinder geometry is solved using the control-volume method of Patankar (1980) with a fully implicit scheme. Using the nomenclature presented in Figure 2, the discretized equation for an internal node P is given by:

$$a_P T_P = a_N T_N + a_S T_S + b \quad (3.4)$$

where,

$$a_N = \frac{k_n}{\ln\left(\frac{r_P}{r_{P,n}}\right)}; a_S = \frac{k_s}{\ln\left(\frac{r_P}{r_{P,s}}\right)}; b = a_P^0 T_P^0; a_P = a_P^0 + a_N + a_S \quad ; \quad a_P^0 = \frac{\rho C p}{\Delta t} \frac{(r_n^2 - r_s^2)}{2} \quad (3.4a)$$

The coefficients a_N and a_S , which are different from the traditional formulation (i.e. $a_i = r_i k_i / (\delta r)_i$), are structured so as to account for the logarithmic nature of the temperature profile in a radial configuration. The subscripts “ P,s ” and “ P,n ” refer to the nodes immediately upstream and downstream of node P , respectively. The superscript “0” refers to the previous time step and Δt is the time step. Control-volume boundaries are placed at the interface of the different cylinders. The size of the control-volume increases exponentially from the interface to the middle of the layer, then decreases symmetrically until the next interface. Such a configuration prevents inconsistencies due to abrupt temperature changes between two adjacent cylinders with different properties. The boundary conditions on the fluid side is entered through the b term for node T_1 :

$$b_1 = a_1^0 T_1^0 + r_{eq,f} q_f \quad (3.4b)$$

where h_c is the internal convection coefficient. Finally, the borehole wall temperature, T_w , is known at each time step and is given by the infinite cylindrical heat source solution (ICS) to ground heat transfer. The infinite cylindrical heat source (ICS) analytical solution requires the heat transfer rate at the borehole wall, q_w . This value is obtained from the numerical solution of borehole heat transfer as follows:

$$q_w = -2\pi k_{eq,gt} \frac{dT}{dr} \approx -2\pi k_{eq,gt} \frac{T_w - T_{w,s}}{\ln\left(\frac{r_b}{r_{w,s}}\right)} \quad (3.5)$$

As shown in Figure 2, the subscript “w,s” refers to the node immediately upstream of the last node. In turn, the value of q_w is used to obtain the borehole wall temperature using temporal superposition as follows:

$$T_w - T_g = \sum_{i=1}^{n_t} (q_{w,i} - q_{w,i-1}) \Gamma(t - t_{i-1}) \quad (3.6)$$

where n_t is the total number of time steps, $\Gamma = \frac{1}{k_g} G(F_o)$ and $F_o = \frac{\alpha_g t}{r_b^2}$

The value of G is the solution of the ICS. It is given here using the approximation provided by Cooper (1976).

3.3.2 Evaluation of short-time g-functions

The evaluation of short-time g-functions is performed as follows. The real borehole geometry is converted into an equivalent composite cylinder (Figure 2) with corresponding properties for each layer (Table 3-1). Then, the proposed model is solved with a constant value of q_f which is arbitrarily set at 50 W/m in this study. Values of the mean fluid temperature, T_f , and heat transfer at the borehole wall, q_w are then determined at each time step. The short-time g-functions are calculated here based on the work of Yavuzturk and Spitler (1999):

$$g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) = \frac{2\pi k_g (T_f - R_b q_w - T_g)}{q_w} \quad (3.7)$$

where t_s is the time scale ($= H^2/9\alpha$)

3.3.3 Grid independence checks

The results of grid independence checks are presented in Figure 3 where short-time g-function values are plotted as a function of $\ln(t/t_s)$. The borehole characteristics used for these checks are presented in Table 3-2. First, the influence of the time step is examined for a fixed number of radial nodes (60). Results for time steps, Δt , of 0.01, 0.05, 0.1, 0.5 and 1 h are reported in Figure 3a. The difference between successive curves diminishes as the Δt is reduced and results for time steps of 0.01 and 0.05 h are very close to each other. A Δt of 0.05 h (3 min.) is a good compromise between computational time and accuracy. It is to be noted that in certain cases it may be required to use a smaller Δt to establish the start of the g-function curve for small values of $\ln(t/t_s)$ to capture transient phenomenon occurring over time scales of seconds. Figure 3b shows the effect of increasing the number of radial nodes from 16 to 60 for a fixed Δt of 0.05 h. The number of nodes is split equally between each of the four cylinders of the equivalent geometry. As shown on Figure 3b, the g-function curve does not change significantly when the number of nodes reaches 40.

Based on this grid independence study, the number of nodes is fixed at 40, i.e. 10 nodes per concentric cylinder, and the $\Delta t = 0.05$ h.

One final note regarding Figure 3a, concerns the asymptotic value of the g-function for $t = 0^+$, i.e. for $\ln(t/t_s) \rightarrow -\infty$. For the initial conditions ($t = 0$), $q_w = 0$ and $T_f = T_g$ and according to equation 7, $g = -2\pi k_g R_b$. As shown in Figure 3a, this is the asymptotic value of short-time g-functions. A few tests were performed with very small time steps (data not shown on Figure 3) and the proposed method does predict the asymptotic value of the short-time g-function when $t = 0^+$.

Table 3-2 Borehole characteristics used in Figures 3-1 and 3-3

Borehole characteristics		Layer properties		
		Layer	Volumetric heat capacity (kJ/K-m ³)	Thermal conductivities (W/m-K)
Borehole diameter (mm)	108 (100)			
Borehole total length (m)	108	Fluid	4124	-
U-tube inside diameter (mm)	27.4	Pipe	1540	0.45
U-tube outside diameter (mm)	33.4	Grout	3900	1.280
Shank spacing (mm)	47.1	Ground	2877	2.25

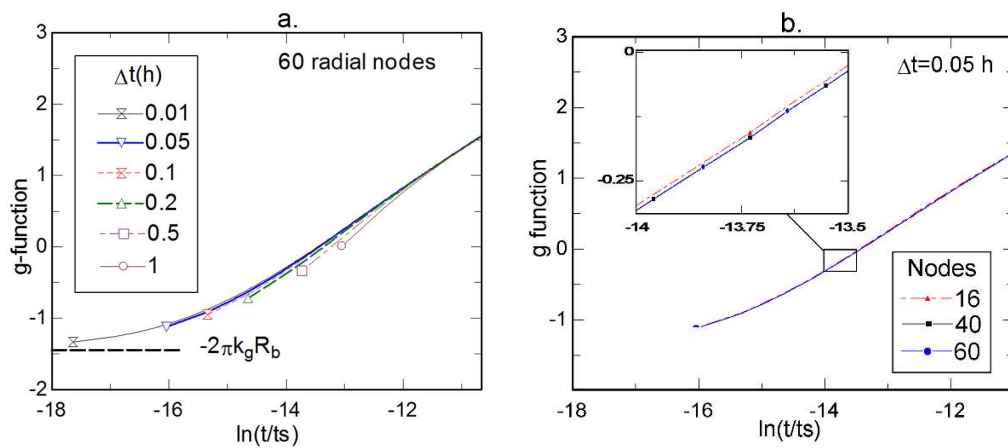


Figure 3-3 Grid independence checks. a) The number of nodes is fixed at 60 and the time step is varied. b) The time step is fixed at 0.05 h and only number of nodes per layer is varied.

3.3.4 Validation

The proposed model has been validated against several test cases. The first case used test TC3 provided in the building fabric test suite developed by Spitler et al. (2001). This test consists of finding the transient response of a three-layer plane wall. Since the numerical code developed here is for a radial geometry, a large internal radius (1000 m) was used to approximate a plane wall. A fine mesh consisting of 14 nodes per layer and a time step of 0.02 h were used. The results of this test (not shown here due to a lack of space) indicate that the average relative error on the wall

heat flux between the numerical and analytical solution is 0.85%. This comparison indicated that the numerical code was correctly implemented for transient conduction in multi-layer walls.

The experimental data of Beier et al. (2011) is used in the final validation test. The system parameters, geometry and thermal conductivities are taken from Table 3-1 of Beier et al. (2011). The specific heat capacities for the fluid, pipe, grout and ground are taken as 4.187, 1.77, 3.840, and 3.2 kJ/kg-K, respectively, based on the work of Minaei and Maerefat (2017). The proposed model is used with the experimental values of inlet temperature and flow rate as input. Figure 4 presents the outlet temperature as a function of time predicted by the proposed model and measured by Beier et al. (2011). As shown in the top portion of Figure 4, there is very good agreement between the proposed model and the experiments with maximum and average differences of +0.15 and +0.05 K, respectively.

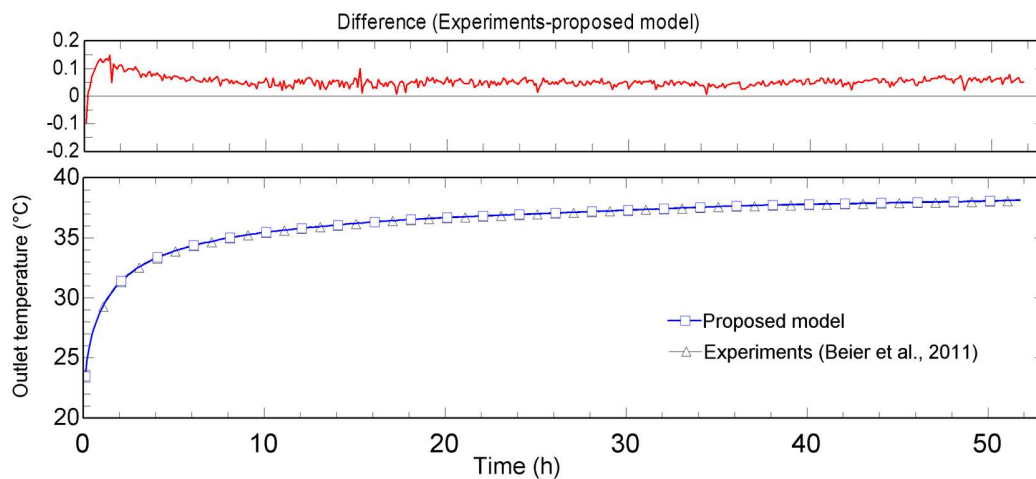


Figure 3-4 Comparison between the outlet fluid temperature predicted by the proposed model and those measured by Beier et al. (2011).

3.4 Application to the ASHRAE Sizing equation

The current ASHRAE sizing equations for vertical boreholes (ASHRAE, 2015) do not account for borehole thermal capacity effects. With short-time g-functions it is possible to account for such effects. When the so-called alternative g-function based design equation (ASHRAE, 2015) is used the required borehole length, L , is given by:

$$L = \frac{q_a R_{ga,g} + q_m R_{gm,g} + q_h R_{gh,g} + q_b R_b}{T_m - T_g} \quad (3.8)$$

The three ground pulses, q_a , q_m and q_h are applied over time periods which are typically equal to 10 years (t_y), 1 month (t_m), and 1 to 6 hours (t_h), respectively. The corresponding ground thermal resistances, $R_{ga,g}$, $R_{gm,g}$, $R_{gd,g}$ are evaluated as follows (ASHRAE, 2015):

$$R_{ga,g} = [g(t_f) - g(t_f - t_1)] / 2\pi k_g ; \quad (3.9)$$

$$R_{gm,g} = [g(t_f - t_1) - g(t_f - t_2)] / 2\pi k_g ; \quad R_{gd,g} = [g(t_f - t_2)] / 2\pi k_g$$

where $t_f = t_y + t_m + t_h$, $t_2 = t_y + t_m$ and $t_1 = t_y$. The subscript “g” denotes that the effective ground thermal resistances are evaluated using g-functions. As noted by Lamarche (2016), short-term g-functions influence the values of $R_{gm,g}$ and $R_{gd,g}$. It is interesting to examine the impact of borehole thermal capacity on the required borehole length for a particular example. In this example, the required length of a single borehole operating in cooling is required for $q_a = 0.5$ kW, $q_m = 3$ kW, and $q_h = 10$ kW and $t_y = 10$ y, $t_m = 1$ month and $t_h = 4$ hours, and $T_m = 35$ °C and $T_g = 13$ °C. The other borehole characteristics are given in Table 3-2. The convective heat transfer, h_c , is set at 500 W/m²-K giving a value of $R_b = 0.1$ m-K/W using the first order multipole method. The corresponding g-function for this geometry is the unified curve for $B/H = \infty$ in Figure 1. Strictly speaking this curve is only applicable for $r_b/H = 0.0005$, thus for a value of $H = 108$ m. Therefore, for different values of the r_b/H ratio, the correction factor suggested by Eskilson is applied. Table 3-3 presents the required borehole length with and without short-term effects for this case.

Table 3-3 Short-term effects on borehole length

Parameter	without short-term effects	with short-term effects
Borehole length (m)	109.4	107.3
$R_{ga,g}$ (m-K/W)	0.156	0.155
$R_{gm,g}$ (m-K/W)	0.181	0.187
$R_{gd,g}$ (m-K/W)	0.079	0.072

For this particular example, the design borehole length is slightly oversized ($\approx 2\%$) when short-term effects are not taken into account. Short-term effects decrease the value of $R_{ga,g}$ by about 9 % and increase the value of $R_{gm,g}$ by about 3%. The slight change in the value of $R_{ga,g}$ is not caused directly by borehole thermal capacity but is simply due to the fact that the borehole length varies slightly. The percentage of oversizing is problem dependent and can reach close to 10% (Ahmadfard and Bernier, 2018). It will depend on, among other things, the relative magnitude between q_m and q_h and the duration of the peak pulse.

3.5 Conclusion

A one-dimensional hybrid model is proposed to generate short-time g-functions for single U-tube boreholes. The two-pipe geometry is first converted into a single equivalent composite cylinder. This cylinder is discretized to numerically solve heat transfer in each layer while ground heat transfer is determined using the infinite cylindrical heat source solution. The influence of the time step and of the number of radial nodes is checked to ensure a good compromise between accuracy and computation time. From this analysis, it appears that 40 nodes and a time step of 3 min is a good compromise between accuracy and computational cost. The numerical part of the model is verified against an analytical solution while the full model is successfully validated against experimental data. Short-time g-functions are generated and used to study the effects of borehole thermal capacity on the required borehole length using the g-function-based ASHRAE sizing equation. It is shown that the inclusion of borehole thermal capacity, using short-time g-functions, reduces the required design borehole length.

3.6 Nomenclature

α	=	thermal diffusivity (m^2/s)
B	=	borehole spacing (m)
q	=	heat transfer rate per unit length (W/m)
r	=	radial distance from the borehole center (m)
T	=	temperature ($^{\circ}\text{C}$)
k	=	thermal conductivity ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
a	=	discretization coefficient ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
δr	=	node spacing (m)
t	=	time (h or s)
t_s	=	time scale (day)
H	=	borehole length (m)
ρ	=	density ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
C_p	=	specific heat capacity ($\text{J}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$)
R	=	effective thermal resistance ($\text{m}\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$)
Δ	=	pipe thickness (m)
b	=	discretization coefficient (unites)

3.6.1 Subscripts

b	=	borehole	f	=	fluid	s	=	southern neighbour
gt	=	grout	w	=	wall	n	=	northern neighbour
eq	=	equivalent	p	=	pipe	a	=	year
c	=	convection	h	=	hour	m	=	month
P	=	node						

3.7 References

- Ahmadfard, M. and M. Bernier. 2018. *Modifications to ASHRAE's sizing method for Vertical Ground Heat Exchangers*. Science and Technology for the Built Environment. In press. 2108.
- ASHRAE (2015) Chapter 34 – Geothermal Energy, *ASHRAE Handbook - Applications*, Atlanta, GA: ASHRAE.
- Bauer, D., W. Heidemann and H.-J.G. Diersch. 2011. *Transient 3d analysis of borehole heat exchanger modeling*. Geothermics 40: 250-260.
- Cimmino, M. and M. Bernier. 2013. *Preprocessor for the generation of g-functions used in the simulation of geothermal systems*. Proceedings of the 13th International IBPSA conference, 25-28 August, Chambéry, France, pp.2675-2682.
- Cimmino, M. and M. Bernier. 2014. *A semi-analytical method to generate g-functions for geothermal bore fields*. Int. J. Heat Mass Transfer 70(c): 641-650.
- Claesson, J. and S. Javed. 2011. *An analytical method to calculate borehole fluid temperatures for time-scales from minutes to decades*. ASHRAE annual conference, paper ML-11-C034.
- Cooper, L.Y. 1976. *Heating of a Cylindrical Cavity*. International Journal of Heat and Mass Transfer 19: 575-577.
- Eskilson, P. 1987. *Thermal analysis of heat extraction boreholes*. University of Lund, Sweden: Doctoral Thesis.
- Javed, S., J. Claesson and P. Fahlén. 2010. *Analytical Modelling of Short-term Response of Ground Heat Exchangers in Ground Source Heat Pump Systems*. 10th REHVA World Congress, Clima 2010, Antalya, Turkey, May 9-12.
- Javed, S. and J. Claesson. 2011. *New analytical and numerical solutions for the short-term analysis of vertical ground heat exchangers*. ASHRAE Transaction 117(1): 3-12.
- Kim, E.-J., M. Bernier, O. Cauret and J.-J. Roux. 2014. *A hybrid reduced model for borehole heat exchangers over different time-scales and regions*. Energy 77: 318-326.
- Lamarche, L. 2015. *Short-time analysis of vertical boreholes, new analytic solutions and choice of equivalent radius*. International Journal of Heat and Mass Transfer 91: 800-807.
- Lamarche, L. 2016. *Short time modelling of geothermal systems*. 29th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, Portoroz, Slovenia, June 19-23, Proceedings.
- Li, M. and A. C. Lai. 2013. *Analytical model for short-time responses of ground heat exchangers with U-shaped tubes: Model development and validation*. Applied Energy 104: 510-516.
- Li, M., P. Li, V. Chan and A. C. Lai. 2014. *Full-scale temperature response function (G-function) for heat transfer by borehole ground heat exchangers (GHEs) from sub-hour to decades*. Applied Energy 136: 197-205.
- Ma, W., M. Li, P. Li and A. C. Lai. 2015. *New quasi-3D model for heat transfer in U-shaped GHEs (ground heat exchangers): Effective overall thermal resistance* Energy 90: 578-587.

- Pärisch, P., O. Mercker, P. Oberdorfer, E. Bertram, R. Tepe. and G. Rockendorf. 2015. *Short-term experiments with borehole heat exchangers and model validation in TRNSYS*. Renewable Energy 74: 471-477.
- Rees, S. J. 2015. *An extended two-dimensional borehole heat exchanger model for simulation of short and medium timescale thermal response*. Renewable Energy 83: 518-526.
- Ruiz-Calvo, F., M. De Rosa, P. Monzo, C. Montagud and J. Corberan. 2016. *Coupling short-term (B2G model) and long-term (g-function) models for ground heat exchanger simulation in TRNSYS. Application in a real installation*. App.Thermal Eng102: 720-732.
- Ruiz-Calvo, F., De Rosa, M., Acuña, J., Corberán, J. and C. Montagud. 2015. *Experimental validation of a short-term Borehole-to-Ground (B2G) dynamic model*. Applied Energy 140: 210-223.
- Shirazi, A. S. and M. Bernier. 2013. *Thermal capacity effects in borehole ground heat exchangers*. Energy and Buildings 67: 352-364.
- Shonder, J.A. and J.V. Beck. 1999. *Determining effective soil formation thermal properties from field data using a parameter estimation technique*. ASHRAE Transactions 105: 458-468.
- Spitler, J. D., S.J. Rees and X. Dongyi. 2001. *Development of an analytical verification test suite for whole building energy simulation program - building fabric*. ASHRAE 1052-RP: Final Report.
- Spitler, J. D. and X. Xu . 2006. *Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers with Variable Convective Resistance and Thermal Mass of the Fluid*. Proceedings of the 10th Int. Conference on Thermal Energy Storage-Ecostock 2006, Pomona, NJ.
- Yang, Y. and M. Li. 2014. *Short-time performance of composite-medium line-source model for predicting responses of ground heat exchangers with single U-shaped tube*. International Journal of Thermal Sciences 82: 130-137.
- Yavuzturk, C. and J.D. Spitler. 1999. *A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers*. ASHRAE Transactions. 105(2): 475-485.
- Yavuzturk, C. and J.D. Spitler. 2001. *Field validation of a short time step model for vertical ground-loop heat exchangers*. ASHRAE Transactions 107(1):617-625.

CHAPITRE 4 ARTICLE 2: UNIVERSAL SHORT TIME G^* - FUNCTIONS: GENERATION AND APPLICATION

Soumission :

Article soumis le 4 mars 2019 à la revue Science and Technology for the Built Environment dans le cadre d'un numéro spécial portant sur les systèmes de pompe à chaleur géothermiques

Auteurs :

- Yves Brussieux, Candidat M.Sc.A.
- Michel Bernier, Ph.D.

4.1 Abstract

A hybrid numerical/analytical one-dimensional model is proposed to predict the thermal behavior of borehole heat exchangers in the short period following a step change in operating conditions. Transient heat transfer in the borehole is solved numerically using an equivalent composite cylinder geometry while ground heat transfer is evaluated analytically using the infinite cylindrical heat source solution. The proposed model is then used to generate g^* -functions, which are based on a slightly different definition than the traditional g -functions. For short times, g^* -functions depend on four non-dimensional parameters: $2\pi k_g R_b$, t/t_c (with t_c equal to a new characteristic time) and N_f and N_g , non-dimensional parameters related to the fluid and the ground, respectively. A set of universal g^* -functions curves generated with the proposed model is presented. Then, these curves are used in a borehole sizing problem. It is shown that the inclusion of borehole thermal capacity has a direct effect on the daily and monthly effective ground thermal resistances which reduce the required borehole length by a few percent.

4.2 Introduction

So-called g-functions are used extensively in the design and simulation of vertical ground heat exchangers (VGHE). g-Functions are thermal response factors that give the non-dimensional temperature drop at the borehole wall due to a constant total heat extraction rate in a borehole field. Traditional (or long-time) g-functions depend on four non-dimensional parameters: t/t_s , the non-dimensional time, with $t_s = H^2/9\alpha$, the characteristic time of the bore field and α the ground thermal diffusivity; r_b/H the non-dimensional borehole radius; B/H the bore field aspect ratio; D/H the non-dimensional buried depth of the boreholes. As shown in Figure 1, g-function curves are typically plotted as a function of $\ln(t/t_s)$. For large values of $\ln(t/t_s)$, g-function curves depend largely on the non-dimensional borehole spacing, B/H . These curves merge into a single curve with a decrease in the value of $\ln(t/t_s)$. The original (or long-time) g-functions obtained by Eskilson (1987) did not cover periods of less than a month. As reported by Yavuzturk and Spitler (1999), Hellström extended the g-functions so that they could be used down to about 100 hours. For a typical borehole, this represents a value of $\ln(t/t_s) \sim -9$. It is possible to extend g-function curves below this value using the infinite line source solution, for example. One such curve (indicated by an arrow for $B/H = \infty$) is presented in Figure 1. However, this curve does not account for short-time transient effects due to the borehole thermal capacity.

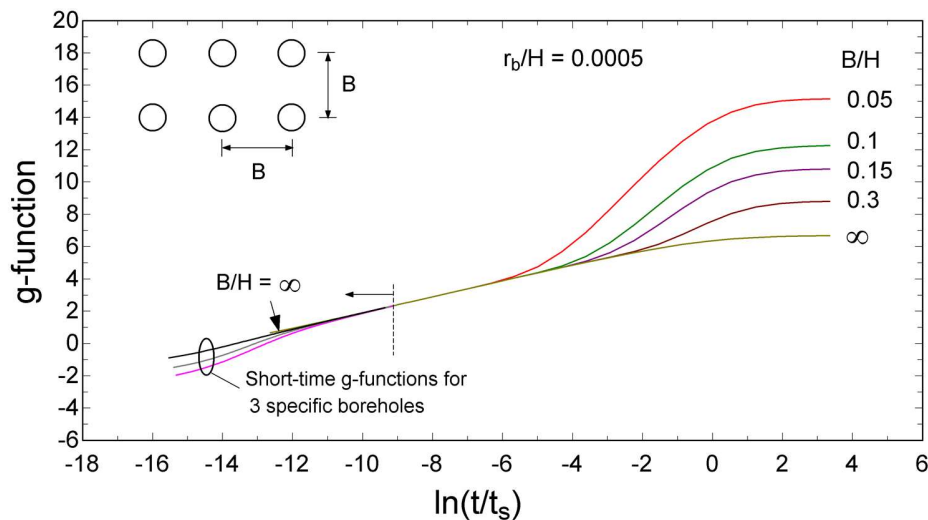


Figure 4-1 Short-time and long-time g-functions on the same non-dimensional time scale

Yavuzturk and Spitler (1999) were the first to extend the concept of g-functions to short time steps taking into account the pipe and grout thermal capacities but neglecting the fluid thermal capacity. Xu and Spitler (2006) extended this work by approximating the U-tube geometry with a series of hollow cylinders representing the fluid, the internal convective resistance, the pipe, the grout and the ground. They have shown that results obtained with this technique compare favorably well with the ones obtained with a two-dimensional model representing the real borehole geometry. Brussieux and Bernier (2018) followed a similar approach for the borehole but used the cylindrical heat source solution to model transient effects in the ground. Using this approach, it is possible to calculate g-functions for short times. Three such curves are presented in Figure 1 for $\ln(t/t_s) < -9$. These curves are specific to certain borehole characteristics and are plotted using the same non-dimensional scale used for long-time g-functions.

In this paper, it is shown that it is possible to obtain universal short-time g-functions using four non-dimensional parameters: $2\pi k_g R_b$, t/t_c , N_f , N_g . To avoid confusion with the standard g-function definition, the name has been changed to g^* -function. Short time g^* -functions are presented in Figure 2 along with the traditional long-time g-functions. Note that short time g^* -functions use the top scale based on $\ln(t/t_c)$. The objective of this paper is to show how to generate these universal short time g^* -function curves and to provide an example of their application.

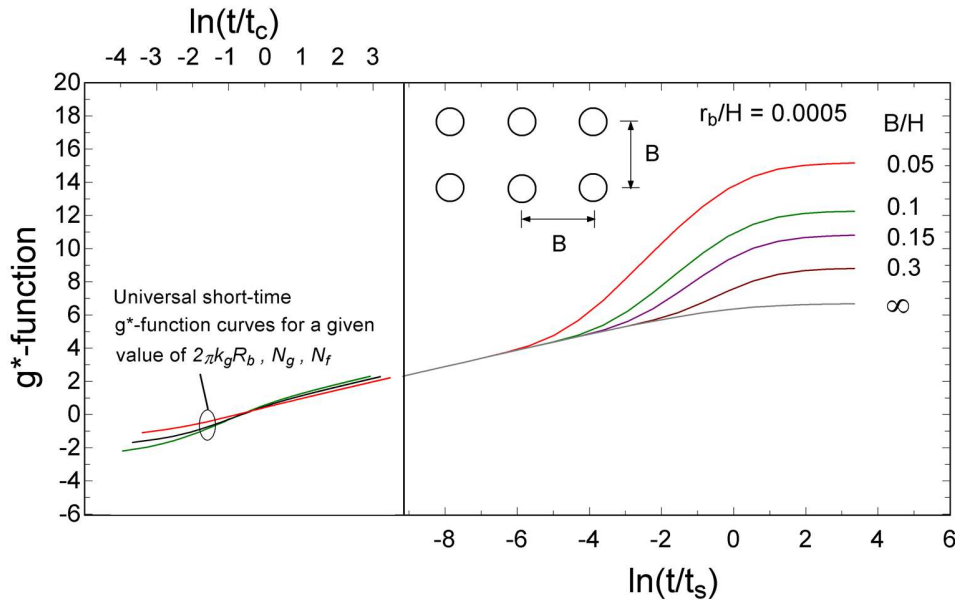


Figure 4-2 Schematic representation of universal g^* -functions curves along with traditional long-time g -function.

4.3 Literature review

The impact of borehole thermal capacity on borehole heat transfer has been the subject of many investigations. Shirazi and Bernier (2013) provided a thorough review of the area up to 2013. Other studies, which were not reviewed by these authors, will now be discussed.

Yavuzturk et al. (2009) improved the approach developed by Yavuzturk and Spitler (1999). Their proposed model is one-dimensional and couples two different calculation domains. First, heat transfer in the borehole is solved with a finite element method where the borehole wall temperature is considered to be known. Secondly, ground heat transfer is solved with an analytical short time response factor based on the infinite cylindrical heat source. At each time step, an iterative method gives the fluid temperature based on the wall temperature obtained at the previous time step. The equivalent geometry used is the one developed by Gu and O'Neal (1998) except that the borehole thermal resistance is evaluated using the multipole method. The model is implemented in TRNSYS and validated against numerical and analytical models as well as experimental data. The model proposed here is based on a similar approach except that the equivalent geometry is different as well as the solution methodology. In addition, the proposed model goes one step further by proposing a method to generate and use short time g^* -functions.

Javed et al. (2010), Javed and Claesson (2011) and Claesson and Javed (2011) proposed an analytical one-dimensional model to simulate the short and long term thermal response of VGHE where the U-tube is replaced by a composite cylinder. Borehole heat transfer is solved in the Laplace domain with the use of a circuit of thermal resistances and then inverse transforms are used to revert back to the time domain. Lamarche (2015) used a similar approach and later used his solution to study the impact of short-time effects on the required length of VGHE (Lamarche, 2016). He showed that for a particular case, the required borehole length could be overestimated by about 5% when short-term effects are neglected.

Li and Lai (2013) and Li et al. (2014) proposed a two-dimensional analytical model for U-tube boreholes in which each tube is replaced by an infinite line source. Their results match experimental data with good accuracy for times as short as several minutes. Ma et al. (2015) used

a similar composite-medium line source but in three dimensions to account for the variation of fluid temperature along the U-tube. However, the fluid thermal capacity is not taken into account in these models.

Yang and Li (2014) proposed a new two-dimensional finite volume model considering the fluid capacity and used it to validate the previously developed composite medium line source model (Li and Lai, 2013) which did not consider fluid and pipe heat capacities. When compared with the sand box dataset of Beier (Beier et al. 2011), it is shown that the two models match very well except in the first minutes where the heat capacity affects the results. The influence of other parameters like shank spacing or thermal properties is also studied and once again, the two models differ only during the first minutes.

Li and Lai (2015) provided a discussion on several new advances of borehole heat exchangers analysis. A critical review of six analytical models is presented. The difficulty in providing a precise heat transfer model which covers different time scales is emphasized. Numerical models can be very precise, but they are computationally intensive and thus cannot be used efficiently for long simulations. Analytical models do not suffer from long computations but are based on more stringent assumptions which may limit their accuracy. Aside from the reference dataset of Beier et al. (2011), the authors also note the lack of experimental data to validate models.

Li et al. (2017) proposed a new VGHE sizing equation taking into account the short-term thermal resistance and variation in the fluid temperature. The new effective thermal resistance is divided into a fluid-to-pipe resistance based on the work of Ma et al. (2015) and a pipe-to-ground thermal resistance based on the G-function concept developed by Li et al. (2014). The new sizing equation is compared with the original ASHRAE sizing equation (ASHRAE, 2015) and a simulation-based design tool from Cullin et al. (2015). When compared to the data of Cullin et al. (2015) the new sizing equation appears to be more accurate than the ASHRAE sizing equation. The authors performed a sensitivity study to determine the influence of each parameter on the calculated length. This analysis is particularly relevant when the uncertainty on thermal properties is important. The authors provided G-function curves in the form of G-charts to help the calculation of short time thermal resistances. However, it appears that these charts do not cover all possible borehole configurations and parameters.

De Rosa et al. (2014) compared their short-term Borehole to Ground (B2G) model to the Duct ground heat STorage (DST) model developed by Hellström (1989) and implemented in TRNSYS. The B2G model is based on a two-dimensional thermal resistance-capacity approach including vertical discretization of the borehole. Thermal properties of the pipe, grout and ground are considered but not the fluid capacity. The model is compared with experimental data from an operating ground source heat pump installed to provide heating and cooling of a university building. Results show that the B2G model is more accurate than the DST model for the prediction of the outlet temperature under on/off operating conditions. Ruiz-Calvo et al. (2015) describe more precisely the structure of B2G model. The model is improved by adding new thermal resistances to better capture the thermal interaction between the U-tube legs and convection heat transfer. However, it does not consider the fluid thermal capacity. The model is validated against two different step tests with a 260m deep water-filled borehole. The tests compare experimental and simulated values of the outlet fluid temperature with a ten-hour heat injection period. Two main adjustment parameters are determined and optimized, the penetration depth and grout node positions. The model is then combined with long-term g-functions (Ruiz-Calvo et al., 2016) to obtain a full-time scale model.

Minaei and Maerefat (2017a) proposed a simplification to the well-known thermal resistance capacity model, which is based on a stiff system of equation that makes it unstable except for small-time steps. In the resulting STRCM model, they merged the two-grout zones proposed in the original version of the model into a single one. When compared with the sand-box data of Beier (Beier et al., 2011), the TRCM and STRCM give both accurate results except for very early times where the simplified version is less accurate. However, the loss in accuracy is balanced with a gain in stability since the STRCM model is based on a non-stiff differential equation. A three-dimensional version of the STRCM is also proposed where heat transfer is solved numerically inside the borehole and analytically outside, using the infinite cylindrical heat source solution. The borehole is divided vertically into slices and each slice is solved with the 2D STRCM model. Slices are linked with the corresponding heat flux entering/leaving slices. The simplicity, accuracy and stability of the STRCM model makes it easy to implement into a building simulation software. In a related study, Minaei and Maerefat (2017b) used a similar STRCM approach to model heat transfer in a single or double U-tube geometry. Governing equations are solved with Laplace transform and results are compared with the experimental data of Beier (Beier et al., 2011). This

model is used to generate short-time g-functions and the influence of several parameters are discussed.

Beier (2014) developed a transient analytical heat transfer model for thermal response tests (TRT). The model uses an equivalent radius to transform the two-pipe geometry into an equivalent cylinder. The equations are solved with Laplace transforms and the vertical temperature profile is also generated. The model is successfully validated against experimental data and it is shown that the vertical temperature prediction capability leads to a more accurate estimation of the borehole thermal resistance than with the traditional mean temperature approximation.

He et al. (2010) studied the difference between two-dimensional and three-dimensional models in the calculation of transient fluid transport and heat transfer in a BHE. They showed that the predictions of transient heat transfer in a borehole from 2D models are not accurate since these models cannot account for fluid transport along the U-tube. Three-dimensional models can alleviate this deficiency, but they are computationally intensive. Instead, the authors propose an improved 2D model to reduce computation. This improved model discretizes the borehole into vertical cells with homogenous temperatures, which enables the prediction of the vertical temperature profile and short-time non-linearity.

Rees and He (2013) built a 3D numerical model using a finite volume approach to study fluid transport effects for short and long-time scales. The model represents the real borehole geometry including the fluid capacity. It is verified with experimental data obtained at a facility at Oklahoma State University. Emphasis was placed on the study of nonlinearities in temperature and heat flux for short time scales or low flow rates. The model is not convenient to use for any simulation because it is computationally demanding but can be used as a reference to validate other models. Rees (2015) developed an extended two-dimensional model that solves heat transfer in each layer of a VGHE with a finite volume method. This calculation is combined with a pipe model that divides the borehole vertically into small tank volumes. With such divisions, the pipe boundary condition depends on the depth and can reflect the evolution of the fluid temperature along the borehole. The focus of their work is on short-time behavior and thus, grout, pipe and fluid thermal capacities are considered. Different results are compared for the validation against experimental data from Oklahoma State University facilities and against a full 3D model. First, the outlet temperature is calculated for varying input temperature based on a sinusoidal profile with a large

range of frequencies. For this test, only 3D and extended 2D models are compared. Then, monthly and hourly outlet temperatures are compared between experiments, extended 2D and 3D models. The model shows a good agreement with the 3D model for short times while being more computationally efficient.

Kim et al. (2014) used a hybrid model, numerical inside the borehole and g-functions in the ground, to account for borehole thermal capacity. They used an equivalent radius and a state model size reduction technique to limit computation time. The resulting hybrid-reduced (HR) model was compared to the DST model and with Type451, a double U-tube borehole model that accounts for borehole thermal capacity (Wetter and Huber, 1997). The results obtained with the HR model are in excellent agreement with the DST model in no thermal capacity mode and with Type 451 when thermal capacity is included. However, the HR model involves an elaborate process only applicable to a certain borehole geometry.

Parisch et al. (2015) accounted for the fluid and grout thermal capacities by adding an adiabatic pipe, which accounts for the borehole thermal capacity, upstream of a steady-state borehole model. Simulations results in TRNSYS performed with this approach show significant improvements.

Biglarian et al. (2017) suggested a numerical model able to predict both short and long-time heat transfer from a single borehole. The inside of the borehole is modeled with a resistance-capacity network, including the fluid capacity, and the outside with a finite volume method. A non-uniform grid is used to find a good balance between accuracy and computation time. Results compare favorably well with the experimental data of Beier (Beier et al., 2011), the 3D numerical model of Lee and Lam (2008) and the composite-medium line-source model of Li and Lai (2013).

Nian and Cheng (2018) proposed a new thermal response factor to account for boreholes heat capacity. A 1D analytical model transforms the borehole geometry into an equivalent composite cylinder and solves the heat transfer with Laplace transforms. The fluid heat capacity, which is not included at first, is then included with a specific function either for U-tube or coaxial boreholes. The effect of boreholes heat capacity and borehole radius on short time g-functions are studied and new g-functions are proposed. They compared favorably well with traditional g-functions and with the experimental data of Beier et al. (2011). However, the influence of conductivities and shank spacing on the response factor is not studied.

As shown by this survey of the literature, there are many ways to model short-time effects associated with borehole thermal capacity. However, unlike the non-dimensional long-time g-function curves, there are no “universal” pre-calculated curves that could be used to account for short-term effects. The objective of this paper is to propose a method to generate such non-dimensional short-time g-function curves.

The paper starts with a presentation of the governing equations and solution methodology followed by a validation of the proposed model against experimental data. Then, the governing non-dimensional parameters for short time g^* -function are introduced and universal g^* -function curves are presented. In the application section of the paper, the ASHRAE sizing equation for VGHE is used in conjunction with short time g^* -function to show the impact of borehole thermal capacity on sizing.

4.4 Proposed model

The following model is based on the equivalent geometry proposed by Xu and Spitler (2006) and illustrated in Figure 3. The two-pipe geometry, with a borehole radius r_b , is converted into a composite cylinder configuration with the same borehole radius. The outer pipe radius of the equivalent geometry, $r_{eq,out,p}$, is set equal to $\sqrt{2} r_{out}$. This ensures that the volume occupied by the grout is the same in both the real and equivalent geometries.

The inner pipe radius of the equivalent geometry, $r_{eq,in,p}$, is set equal to $r_{eq,out,p}$ minus the pipe thickness Δ ($= r_{out} - r_{in}$). Then a massless convection layer with a thickness of $0.25 \times \Delta$ followed by a fully mixed fluid layer with a thickness of $0.75 \times \Delta$ are used as suggested by Xu and Spitler (2006). An additional radius, r_{far} , is used by Xu and Spitler (2006) to set the far-field radius in the ground for their numerical model. This radius is not required here since ground heat transfer is handled with an analytical solution. An equivalent fluid thermal capacity, $\rho C p_{eq,f}$, is determined based on the actual fluid thermal capacity, $\rho C p_f$, as follows:

$$(\rho C p)_{eq,f} = \frac{2r_{in}^2}{(r_{eq,in,c}^2 - r_{eq,f}^2)} (\rho C p)_f \quad (4.1)$$

The local fluid is at a temperature equal to the average borehole fluid temperature, T_f , while the undisturbed ground temperature is given by T_g . The steady-state borehole thermal resistance,

R_b , is equal for both the real and equivalent geometries. It is determined here using the first order multipole method (Hellström, 1991) based on the real geometry. Once the value of R_b is known, each layer is assigned equivalent properties as shown in Table 4-1.

4.4.1 Governing equations and boundary conditions

One-dimensional transient heat transfer in the composite cylinder is governed by the following equation:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4.2)$$

where ρ , C_p and k are the density, specific heat and thermal conductivity, respectively. This equation is subjected to the following initial and boundary conditions:

$$T_{t=0} = T_g \quad ; \quad T_{r=r_b} = T_w(t) \quad ; \quad q_{r=r_{eq,f}} = q_f \quad (4.3)$$

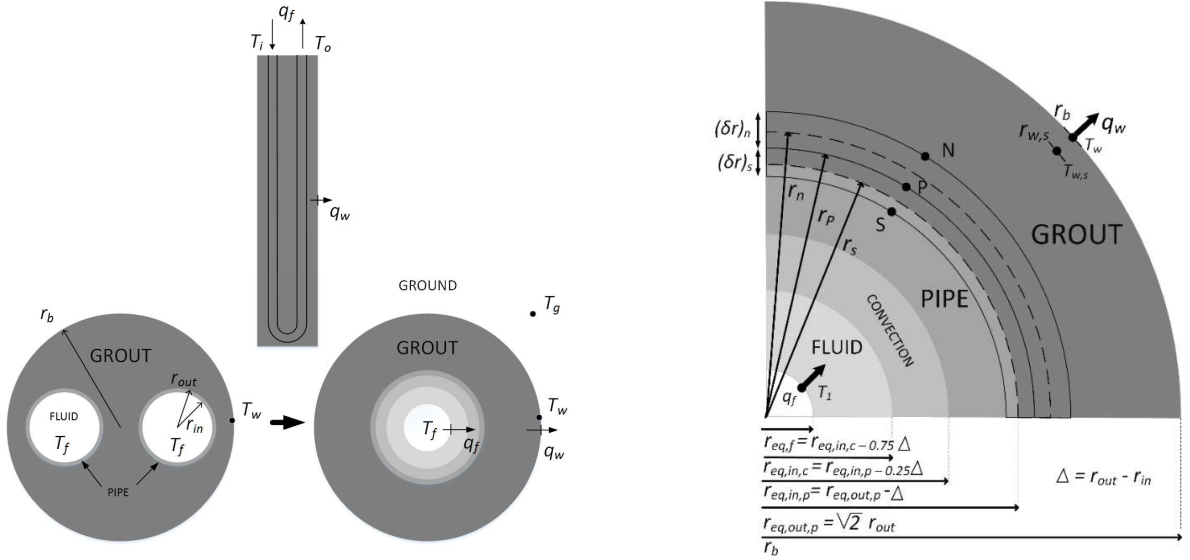


Figure 4-3 Approximation of the real geometry with an equivalent composite cylinder (left). Dimensions (not to scale) of the various layers and grid layout (right).

Table 4-1 Equivalent properties for each layer

Layer	Thermal resistance (m-K/W)	Thermal conductivity (W/m-K)	Thermal capacity ($\rho C p$) (kJ/m ³ -K)
Convection	$R_{eq,c} = \frac{1}{2\pi r_{in} h_c}$	$k_{eq,c} = \frac{\ln\left(\frac{r_{eq,out,p}}{r_{eq,in,p}}\right)}{2\pi R_{eq,c}}$	Set artificially to a small value
Grout	$R_{eq,gt+p} = R_b - \frac{R_{eq,c}}{n}$	$k_{eq,gt} = k_{eq,p} = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_{eq,in,p}}\right)}{2\pi R_{eq,gt+p}}$	Actual thermal capacity
Pipe			Actual thermal capacity
Fluid	negligible	Set artificially to a high value	See equation 1

eq : equivalent geometry; c : convection; gt : grout; p : pipe

Heat transfer in the composite cylinder geometry is solved using the control-volume method of Patankar (1980) with a fully implicit scheme. Using the nomenclature presented in Figure 4-3, the discretized equation for an internal node P is given by:

$$a_P T_P = a_N T_N + a_S T_S + b \quad (4.4)$$

where,

$$a_N = \frac{k_n}{\ln\left(\frac{r_P}{r_{P,n}}\right)} ; a_S = \frac{k_s}{\ln\left(\frac{r_P}{r_{P,s}}\right)} ; b = a_P^0 T_P^0 ; a_P = a_P^0 + a_N + a_S ; a_P^0 = \frac{\rho C p}{\Delta t} \frac{(r_n^2 - r_s^2)}{2}$$

The coefficients a_N and a_S , which are different from the traditional formulation given by Patankar (i.e. $a_i = r_i k_i / (\delta r)_i$), are structured so as to account for the logarithmic nature of the temperature profile in a radial configuration. The subscripts P,s and P,n refer to the nodes immediately south and north of node P , respectively. The superscript 0 refers to the previous time step and Δt is the time step. Control-volume boundaries are placed at the interface of the different cylinders as shown in Figure 3. The size of the control-volume increases exponentially from the interface to the middle of a layer, then decreases symmetrically until the next interface. Such a configuration prevents inconsistencies due to abrupt temperature changes between two adjacent cylinders with different properties.

At the interface between two different layers, an interface conductivity, k_{int} , is used between consecutive nodes. For example, for an interface located between nodes P and P, n (with thermal conductivity k_i and k_{i+1} , respectively), k_{int} is given by:

$$k_{int} = k_i k_{i+1} \times \frac{\ln\left(\frac{r_{P,n}}{r_P}\right)}{k_{i+1} \ln\left(\frac{r_n}{r_P}\right) + k_i \ln\left(\frac{r_{P,n}}{r_n}\right)} \quad (4.5)$$

The boundary condition on the fluid side is entered through the b term for node T_1 :

$$b_1 = a_1^0 T_1^0 + r_{eq,f} q_f \quad (4.6)$$

where h_c is the internal convection coefficient. Finally, the borehole wall temperature, T_w , is given by the infinite cylindrical heat source solution (ICS) to ground heat transfer obtained at the current time step. The ICS analytical solution requires the heat transfer rate at the borehole wall, q_w . This value is obtained from the numerical solution of borehole heat transfer as follows:

$$q_w = -2\pi k_{eq,gt} \frac{dT}{dr} \approx -2\pi k_{eq,gt} \frac{T_w - T_{w,s}}{\ln\left(\frac{r_b}{r_{w,s}}\right)} \quad (4.7)$$

As shown in Figure 3, the subscript w, s refers to the node immediately upstream of the last node. In turn, the value of q_w is used to obtain the borehole wall temperature using temporal superposition as follows:

$$T_w - T_g = \sum_{i=1}^{n_t} (q_{w,i} - q_{w,i-1}) \Gamma(t - t_{i-1}) \quad (4.8)$$

Where n_t is the total number of time steps, $\Gamma = \frac{1}{k_g} G(For)$ and $For = \frac{\alpha_g t}{r_b^2}$

The value of G is the solution of the ICS. A number of approximations for G can be found in the literature; the one provided by Cooper (1976) is used here. The proposed model has been subjected to a grid independence analysis. As reported by Brussieux and Bernier (2018), this analysis indicated that a total of 40 nodes, i.e. 10 nodes per concentric cylinder, and a time step Δt of 0.05 h are required to obtain a grid independent solution.

4.4.2 Comparison with experimental data

The results from the proposed model are compared with the experimental data of Beier et al. (2011). The system parameters, geometry and thermal conductivities are taken from Table 4-1 of Beier et al. (2011). The specific heat capacities for the fluid, pipe, grout and ground are taken as 4.2, 1.8, 3.8, and 3.2 kJ/kg-K, respectively, based on the work of Minaei and Maerefat (2017a). The experimental values of inlet temperature and flow rate are used as inputs to the proposed model. Figure 4 presents the outlet temperature as a function of time predicted by the proposed model and measured by Beier et al. (2011). There is very good agreement between the proposed model and the experiments. The maximum difference is +0.15 K and occurs at the beginning of the test where the outlet temperature experiences a steep change. When averaged for the full test duration, the difference is +0.1 K.

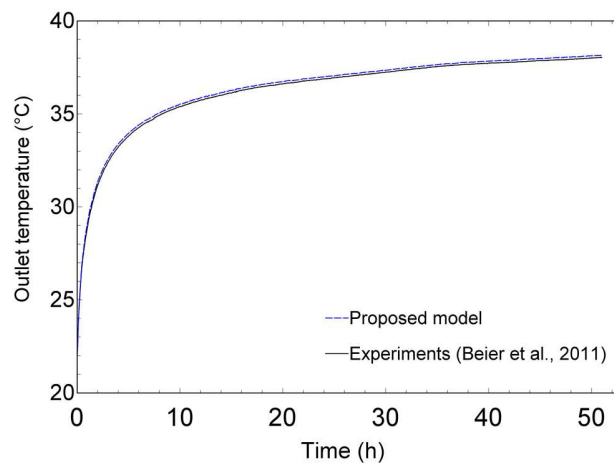


Figure 4-4 Comparison between the outlet fluid temperature predicted by the proposed model and those measured by Beier et al. (2011).

4.4.3 Limits of the proposed model

The prediction of the outlet temperature with the proposed model relies on three major assumptions. First, it is a 1D model and only radial heat transfer is considered. Since the proposed model is used here for short operating times (less than ~ 100 hours), longitudinal heat transfer should be negligible (Philippe et al., 2009) so this assumption should not affect the results significantly. The assumption of the single pipe geometry implies that the thermal short circuit

between the two pipes is not considered. The impact of this assumption depends on the borehole size, the flow rate and the fluid temperature. This issue can be partly addressed using an equivalent thermal resistance, R_b^* (Javed and Spitler, 2017), which accounts for the thermal short-circuit. Finally, the fluid temperature is assumed to evolve linearly between the inlet and outlet of the borehole. However, Rees and He (2013) highlighted the existence of non-linearity in fluid temperature for short time. This non-linearity is mainly due to thermal capacity effects and fluid transport phenomena. In extreme cases, the model can lead to inconsistencies. For example, if the entering fluid temperature increases between two time steps but with a very small flow rate, capacity effects will be dominant, so the fluid temperature in the borehole will not change significantly. However, the model considers that the fluid temperature is the mean of the inlet and outlet temperatures. Consequently, the outlet temperature will decrease by a value equivalent to the inlet temperature increase.

To illustrate the limits imposed by these three assumptions, results from the proposed model are compared with a 2D thermal resistance and capacitance (TRCM) model (Godefroy and Bernier, 2014) for a typical borehole. The TRCM model considers the internal fluid temperature distribution as well as the thermal short circuit and it is used here with a vertical discretization of 10 segments. The ground and borehole temperatures are initially set at 0°C and the inlet temperature is constant at 30°C. The borehole length is fixed at 100 m and only the flow rate is varied to modify the residence time of the fluid in the borehole.

Results of this comparison are shown on Figure 5 where the outlet temperature predicted by the two approaches are given for three different fluid replacement rates for a 10-hour simulation period. The fluid replacement rate is defined here as the number of times the fluid is replaced in the entire borehole during a given time step. In other words, it is given by the time step divided by the residence time. Thus, a fluid replacement rate of 1.0 indicates that the fluid has traveled from the inlet to the outlet of the borehole during the calculation time step. Figure 5a uses the traditional borehole thermal resistance, R_b , based on the first order multipole while Figure 5b uses R_b^* (Javed and Spitler, 2017).

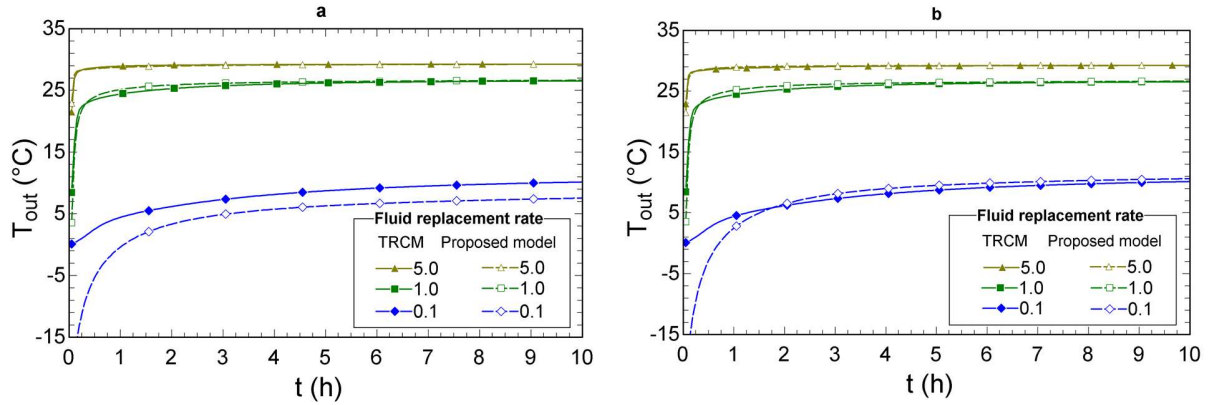


Figure 4-5 Differences in the prediction of the outlet temperature between the proposed model and a TRCM model. a): using R_b ; b): using R_b^* .

As shown in Figure 5a, the proposed model is in good agreement with the TRCM model when the fluid replacement rate is above 1.0. For a fluid replacement rate of 0.1, the proposed model is inaccurate for the entire 10 hours of simulation and at $t = 10$ h, the difference is of the order of 2 K. As explained previously, when the fluid is not renewed at each time step, the mean fluid temperature is not the average between the inlet and outlet temperatures and that causes the outlet fluid temperature to be inaccurate. The second issue which arises for small fluid replacement rates is the thermal short-circuit between the two pipes in the borehole. However, when R_b^* is used in the model, as shown in Figure 5b, the differences are reduced significantly after the initial period, especially for the cases with the small fluid replacement rates. For example, at $t = 10$ h, and a replacement rate of 0.1, the difference is reduced from 2.5 K to 0.5 K when R_b^* is used instead of R_b .

In summary, the proposed model can be inaccurate in the prediction of the outlet fluid temperature when used with deep boreholes and/or low flow rates, i.e. when the fluid replacement rate is small. After the initial transient period, the predictions of the model can be improved if R_b^* is used in the model. Otherwise, for deep borehole or low flow rates, the predicted outlet temperature will be irrelevant during the initial transient period when there is a significant change in the inlet temperature. All these issues limit the use of the proposed model for the prediction of the outlet temperature for replacement rate below 1.0. However, the generation of global

g^* - function does not suffer from this limitation as the proposed model is used to obtain the mean fluid temperature.

4.5 Global g^* -functions

4.5.1 Definition

The original g-functions are response factors used to evaluate ground heat transfer and determine the wall temperature of a borehole subjected to a constant heat extraction rate. They were not intended to account for transient heat transfer in the borehole and are not valid for short operating time. In the approach proposed here, global g^* -function, valid for both short and long-time, are proposed. They can predict the mean fluid temperature in a borehole subjected to a constant heat extraction rate. In order to distinguish them from the original g-functions, they will be referred to as g^* -function.

The evaluation of g^* -functions is based on the proposed model presented above. The real borehole geometry is converted into an equivalent composite cylinder (Figure 3) with corresponding properties for each layer (Table 4-1). Then, the proposed model is solved with a constant value of q_f . Values of the mean fluid temperature, T_f , and heat transfer at the borehole wall, q_w are then determined at each time step. The g^* -functions are calculated here based on the definition provided by Yavuzturk and Spitler (1999):

$$g^* = \frac{2\pi k_g (T_f - R_b q_f - T_g)}{q_f} \quad (4.9)$$

This definition is equally applicable to both short and long times as explained below.

4.5.2 Negative values of g^* -functions

It is important to note the underlying implications of Equation 4.9. The original equation for the g-function is based on the wall temperature because it considers that the heat transfer in the borehole is at steady state:

$$g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) = \frac{2\pi k_g (T_w - T_g)}{q_f} \quad (4.10)$$

where t_s is the time scale ($= H^2/9\alpha$). The short-time g-function needs to take into account the transient response of the borehole and is based on the mean fluid temperature rather than on the borehole wall temperature. In order to make those two approaches match when transient short-time effects disappear, the term $R_b q_f$ is subtracted from the fluid temperature and:

$$T_f - R_b q_f \xrightarrow{t \rightarrow \infty} T_w \quad (4.11)$$

This choice is only practical as it is necessary to have a continuity between the global and long-time definitions of the g-function, but it has no physical sense for short time. While the traditional long-time g-functions are always positive, global g^* -function can take negative values for short-time because of the subtraction of the $R_b q_f$ term (Equation 4-9).

For example, Table 4-2 shows g^* -functions values obtained with Equation 4-9 for a typical borehole configuration ($R_b = 0.1$ m-K/W and $k_s = 2.25$ W/m-K) with initial fluid and ground temperatures of 0°C subjected to a heat transfer rate per unit length of 50 W/m. This table shows the resulting values of T_f , q_w , and g^* for $t = 0.05$ h and $t = 24$ h. For $t = 0.05$ h, the impact of the heat injection is barely felt at the borehole wall as q_w has reached a value of 0.9 W/m, approximately 2% of its steady-state value, and $T_f = 1.0^\circ\text{C}$. This leads to a negative value of -1.1 for the g^* -functions. On the other hand, at $t = 24$ h, q_w has almost reached its steady-state value and $T_f = 11.7^\circ\text{C}$ with a corresponding positive value of the g^* -function.

Table 4-2 g^* -functions for $t=0.05$ h and $t=24$ h

Parameter	$t=0.05$ h	$t=24$ h
T_f ($^\circ\text{C}$)	1.0	11.7
q_w (W/m)	0.9	49.3
g^* (-)	-1.1	2.0

4.5.3 Non-dimensional parameters for short time g^* -functions

Long-time g -functions depend on four non-dimensional parameters: t/t_s , r_b/H , B/H , and D/H . Short time g^* -functions depend on a completely new set of dimensionless parameters.

First, for $t = 0$, $T_f = T_g$ and according to equation 4-9, $g^* = -2\pi k_g R_b$. This is the lower limit of the g^* - functions and the first non-dimensional parameter. The characteristic time for short time g^* -functions is defined as:

$$t_c = \frac{r_b^2}{\alpha_{eq,b}} = \left(\frac{(\rho C p)_{eq,b}}{k_{eq,b}} \right) \times r_b^2 \quad (4.12)$$

where the subscript “ eq,b ” means borehole equivalent and r_b is the borehole radius. The equivalent borehole thermal diffusivity, $\alpha_{eq,b}$, is based on the equivalent thermal conductivity, $k_{eq,b}$, and equivalent thermal capacitance, $(\rho C p)_{eq,b}$. They are defined here as:

$$k_{eq,b} = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_{eq,in,c}}\right)}{2\pi R_b} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} & (\rho C p)_{eq,b} \\ &= \frac{(\rho C p)_{eq,f}(r_{eq,in,c} - r_{eq,f}) + (\rho C p)_p(r_{eq,out,p} - r_{eq,in,p}) + (\rho C p)_{gt}(r_b - r_{eq,out,p})}{r_b} \end{aligned} \quad (4.14)$$

The equivalent thermal conductivity (Equation 4-13).is based on the overall borehole thermal resistance, R_b . The equivalent thermal capacitance (Equation 4-14) is based on a weighted average of the thermal capacitance of each layer.

Figure 4.6 presents the proposed representation of g^* -function as a function of $\ln(t/t_c)$. First note the lower limit of $-2\pi k_g R_b$ identified earlier. Then, the general behavior of g^* -function for short times can be described by two independent regions, called the fluid and the ground domain. All curves in the fluid domain merge to a single value at a pivot point around $\ln(t/t_c) \sim -0.5$, while curves in the ground domain start at the pivot and then diverge as t increases. Curves in both domains are independent from each other; thus, there are actually six different curves in Figure 6.

The curves for small values of $\ln(t/t_c)$ depend on the ratio between fluid/pipe and borehole thermal capacities defined as:

$$N_f = \frac{2r_{in}^2(\rho C p)_f}{(r_b^2 - 2r_{out}^2)(\rho C p)_{gt}} \quad (4.15)$$

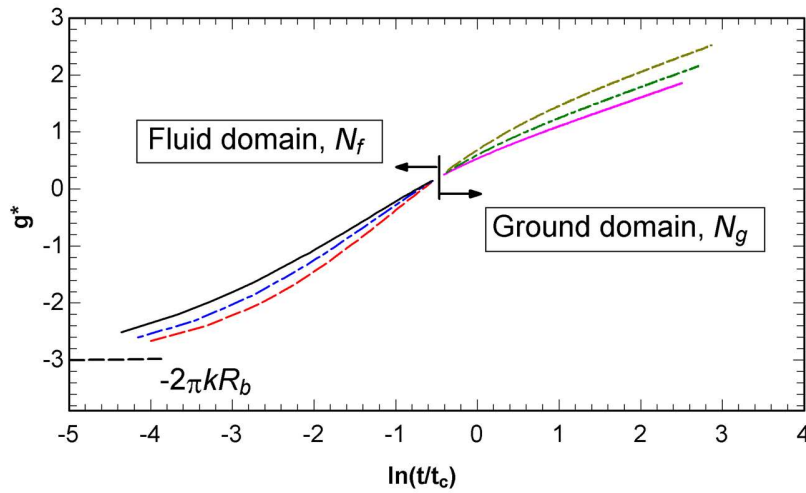


Figure 4-6 General representation of short time g^* -function in fluid and ground domains

After the pivot point, the fluid capacity effects have disappeared and the curves are now dependent on N_g , the ratio of borehole and ground thermal diffusivities.

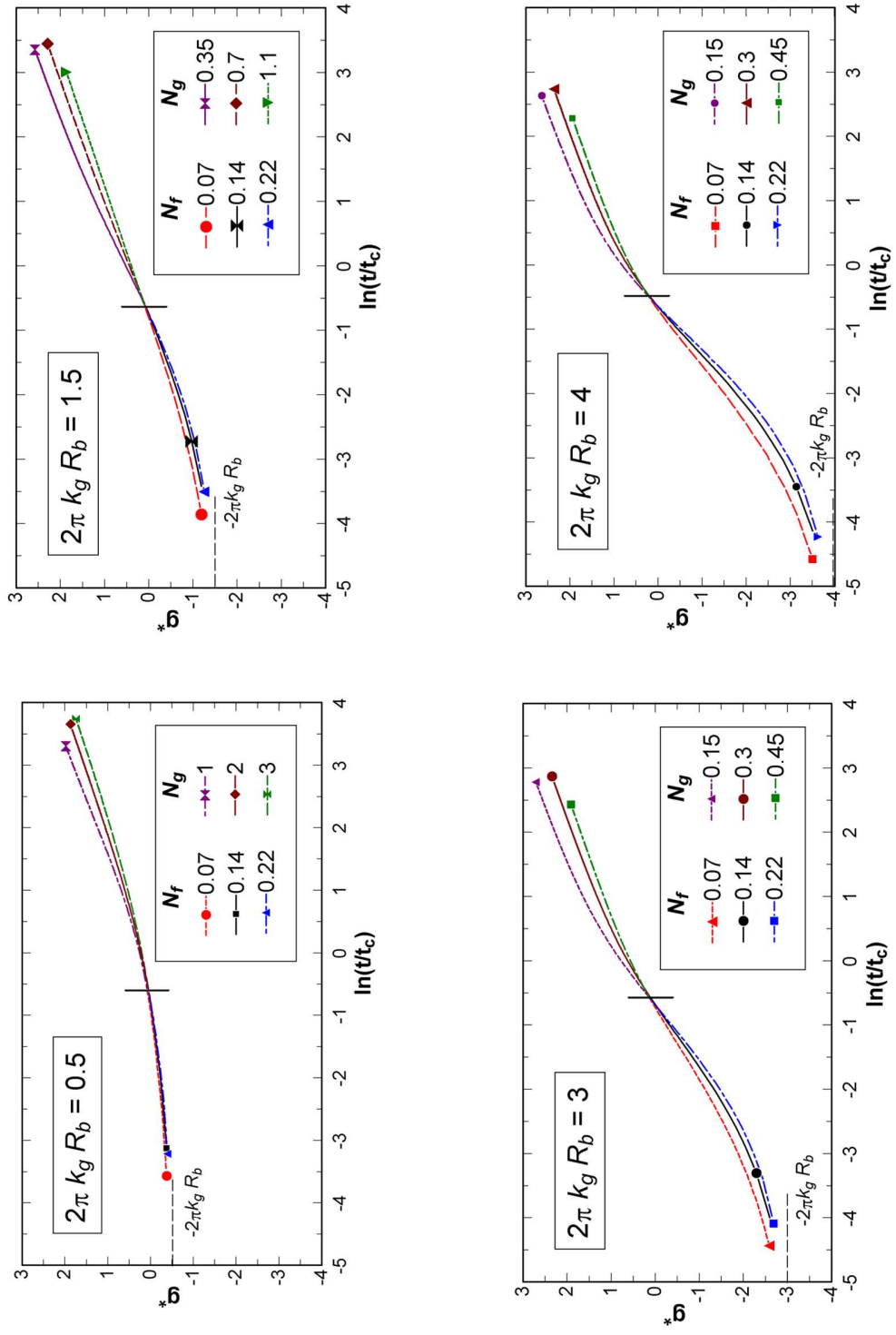
$$N_g = \frac{\alpha_b}{\alpha_g} = \frac{\frac{k_{eq,b}}{(\rho C p)_{eq,b}}}{\frac{k_g}{(\rho C p)_g}} \quad (4.16)$$

Thus, in summary, g^* -functions for short times can be fully described with four non-dimensional parameters:

$$g^*\left(\frac{t}{t_c}, 2\pi k_g R_b, N_f, N_g\right) \quad (4.17)$$

A set of universal g^* -functions curves for short-times are presented in Figure 7. These curves cover the vast majority of typical borehole configurations and can be used along with traditional g -functions as shown in Figure 2 (note that there are two different characteristic times in Figure 2). For each graph in Figure 7, three different values of N_f and N_g are displayed to cover a wide range of VGHE thermal properties and geometry. Curves are strictly valid only when the flow is turbulent, i.e. for values of film coefficient higher than 500 W/m²-K.

To use curves presented in Figure 7, the user has to first determine if g^* -functions curves for short-times should be considered. If the value of $\ln(t/t_s)$ is lower than -9, then g^* -function curves for short-times should be used. Then, the graph corresponding to the value of $2\pi k_g R_b$ has to be selected. Next, based on the value of $\ln(t/t_c)$, either N_f or N_g needs to be calculated in order to get the value of the g^* -functions. Finally, equation 4-9 is used to obtain the mean fluid temperature.

Figure 4-7 Global g^* -function dataset for four different values of $2\pi k_g R_b$

4.6 Application to the ASHRAE Sizing equation

One of the current ASHRAE sizing equations for vertical boreholes (ASHRAE, 2015) is based on g- functions. It is presented in Equation 4-18 where the required borehole length, L , is determined using three ground pulses, Q_a , Q_m and Q_h applied over time periods equal to 10 years (t_y), 1 month (t_m) , and 1 to 6 hours (t_h) , respectively. The denominator corresponds to the temperature difference between the mean fluid temperature, T_m , and the undisturbed ground temperature, T_g .

$$L = \frac{Q_a R_{ga,g} + Q_m R_{gm,g} + Q_h R_{gd,g} + Q_b R_b}{T_m - T_g} \quad (4.18)$$

The equivalent ground thermal resistances $R_{ga,g}$, $R_{gm,g}$, $R_{gd,g}$ are evaluated as follows (ASHRAE, 2015):

$$R_{ga,g} = [g(t_f) - g(t_f - t_1)] / 2\pi k_g \quad (4.19)$$

$$R_{gm,g} = [g(t_f - t_1) - g(t_f - t_2)] / 2\pi k_g ; R_{gd,g} = [g(t_f - t_2)] / 2\pi k_g$$

where $t_f = t_y + t_m + t_h$, $t_2 = t_y + t_m$ and $t_1 = t_y$. The subscript “g” indicates that the equivalent ground thermal resistances are evaluated using g-functions.

These equations were developed using the common approach of neglecting borehole thermal capacity effects. However, as will now be shown, recalculating the solution with g^* -functions leads exactly to the same form of the sizing equation.

In general, the difference between the mean fluid temperature and the undisturbed ground temperature for a given heat transfer rate per unit length, q_x , is given by

$$T_m - T_g = q_x \Gamma^* \quad (4.20)$$

where $\Gamma^* = \frac{g^*}{2\pi k_g} + R_b^*$. Using temporal superposition of the three thermal pulses, it is possible to show that:

$$\begin{aligned}
& T_m - T_g \\
= & \frac{Q_a \left(\Gamma^*(t_f) - \Gamma^*(t_f - t_1) \right) + Q_m [\Gamma^*(t_f - t_1) - \Gamma^*(t_f - t_2)] + Q_h \Gamma^*(t_3 - t_2)}{L} \quad (4.21)
\end{aligned}$$

When replacing Γ^* by its value, the borehole thermal resistance term, R_b^* , cancels out in the annual and monthly terms but it remains in the hourly term. The final expression is:

$$L = \frac{Q_a R_{ga,g^*} + Q_m R_{gm,g^*} + Q_h R_{gd,g^*} + Q_h R_b^*}{T_m - T_g} \quad (4.22)$$

The corresponding equivalent ground thermal resistances, R_{ga,g^*} , R_{gm,g^*} , R_{gd,g^*} are evaluated as follows:

$$\begin{aligned}
R_{ga,g^*} &= \left[g_{(t_f)}^* - g_{(t_f-t_1)}^* \right] / 2\pi k_g; \\
R_{gm,g^*} &= \left[g_{(t_f-t_1)}^* - g_{(t_f-t_2)}^* \right] / 2\pi k_g \quad ; \quad R_{gd,g^*} = \left[g_{(t_f-t_2)}^* \right] / 2\pi k_g
\end{aligned} \quad (4.23)$$

In the end, the equation has exactly the same form as equation 4-18 except that the original g -functions are replaced by global g^* -functions based on the mean fluid temperature.

It is interesting to examine the impact of short-term effects (borehole thermal capacity) on the required borehole length for a particular example using the methodology proposed here and to make use of the universal curves presented in Figure 7. In this example, the required length of a single borehole operating in cooling is required for $Q_a=0.5$ kW, $Q_m = 3$ kW, and $Q_h = 9.465$ kW and $t_y = 10$ y, $t_m = 1$ month and $t_h = 4$ hours, and $T_m = 35$ °C and $T_g = 13$ °C. The other borehole characteristics are given in Table 4-3. The convective heat transfer, h_c , is set at 500 W/m²-K giving a value of $R_b^* = 0.1$ m-K/W using the first order multipole method.

Table 4-3 Borehole characteristics used in application section

Borehole characteristics		Layer properties		
		Layer	Volumetric heat capacity (kJ/K-m ³)	Thermal conductivities (W/m-K)
Borehole diameter (mm)	108	Fluid	4124	-
U-tube inside diameter (mm)	27.4	Pipe	1540	0.45
U-tube outside diameter (mm)	33.4	Grout	3900	1.200
Shank spacing (mm)	47.1	Ground	2877	2.338

The required length without short-term effects is determined using equation 4-18. The corresponding g-functions are obtained using the curve for $B/H = \infty$ presented in Figure 1 which extends down to $\ln(t/t_s) = -12$. This curve is only applicable for $r_b/H=0.0005$, thus for a value of $H = 108$ m. Therefore, for different values of the r_b/H ratio, the correction factor suggested by Eskilson (1987) is applied as explained by Bernier (2014).

When short-term effects are considered, equation 4-22 is used where $g_{(t_f)}^*$ and $g_{(t_f-t_1)}^*$ are evaluated using the long-time g-function curve for $B/H = \infty$ presented in Figure 1. The term $g_{(t_f-t_2)}^*$ is evaluated using the non-dimensional graphs presented in Figure 7. The solution process is iterative as the required length is not known *a priori*. Table 4-4 presents the required borehole length with and without short-term effects and Table 4-5 presents intermediate values.

Table 4-4 Short-term effects on borehole length

Parameter	without short-term effects	with short-term effects
Borehole length (m)	102.1	100.0
R_{ga,g^*} (m-K/W)	0.145	0.145
R_{gm,g^*} (m-K/W)	0.170	0.178
R_{gd,g^*} (m-K/W)	0.076	0.068

Table 4-5 Parameters used for the short-term calculations

Parameter	Value	Unit
$2\pi k_g R_b$	1.5	-
$k_{eq,b}$	1.612	W/m-K
$(\rho C p)_{eq,b}$	3.041×10^6	J/m ³ -K
t_c	5503	s
$\ln(t/t_c)$	0.9619	-
N_g	0.6384	-

For this particular example, the design borehole length is slightly oversized by 2.1 % when short-term effects are not taken into account. As noted by Lamarche (2016), short-term g-functions influence the values of R_{gm,g^*} and R_{gd,g^*} . In this case, the value of R_{gd,g^*} decreases by about 11.5 % while the value of R_{gm,g^*} increases by about 5%. The change in the value of R_{ga,g^*} is not caused directly by borehole thermal capacity but is simply due to the fact that the borehole length varies slightly. The percentage of oversizing is problem dependent and it will depend on the relative magnitude between Q_m and Q_h and the duration of the peak pulse.

To illustrate short-term effects over time, a different calculation is performed with the same three ground pulses. The borehole length is fixed (at 100 m) and the resulting mean fluid temperature is calculated over time for the duration of the three ground pulses with and without thermal capacities. Results of this calculation are shown in Figure 8 where the x-axis is divided into three different time scales representing periods of 10 years, 1 month and 4 hours, respectively.

As indicated in the zoomed graph, there are differences in the mean fluid temperature in the first few hours of the first 10-year period. However, this difference is negligible at the end of the 10-year period as both curves are superimposed. It is also shown that while the heat transfer rate per unit length calculated without thermal capacity is constant, it takes some time for the one calculated with thermal capacity to reach its final steady-state value.

For the second heat pulse, the differences in the value of the mean fluid temperature follow the same pattern, i.e. small differences in the beginning, which become negligible at the end of the period. For the final 4-hour pulse, the mean fluid temperature calculated with and without thermal capacity give significantly different results. The increase in mean fluid temperature calculated with thermal capacity is more gradual than when thermal capacity is not accounted. At the end of the

three pulses, the mean fluid temperature with thermal capacities is lower (35.25 °C) than when thermal capacities are not accounted for (36.37 °C). This highlights the positive impact of borehole thermal capacity on sizing. If the fluid temperature is lower for the same heat pulses injected to the ground, it means that the borehole can be shorter to reach the same mean fluid temperature. In fact, this is what the sizing example presented above has shown. The final value of 35.25 °C for T_m is very close to the value of 35 °C used above in the sizing example. This small difference is attributable to the fact that g^* -function are interpolated in Figure 7 for the sizing example while the proposed model was used to obtain Figure 8.

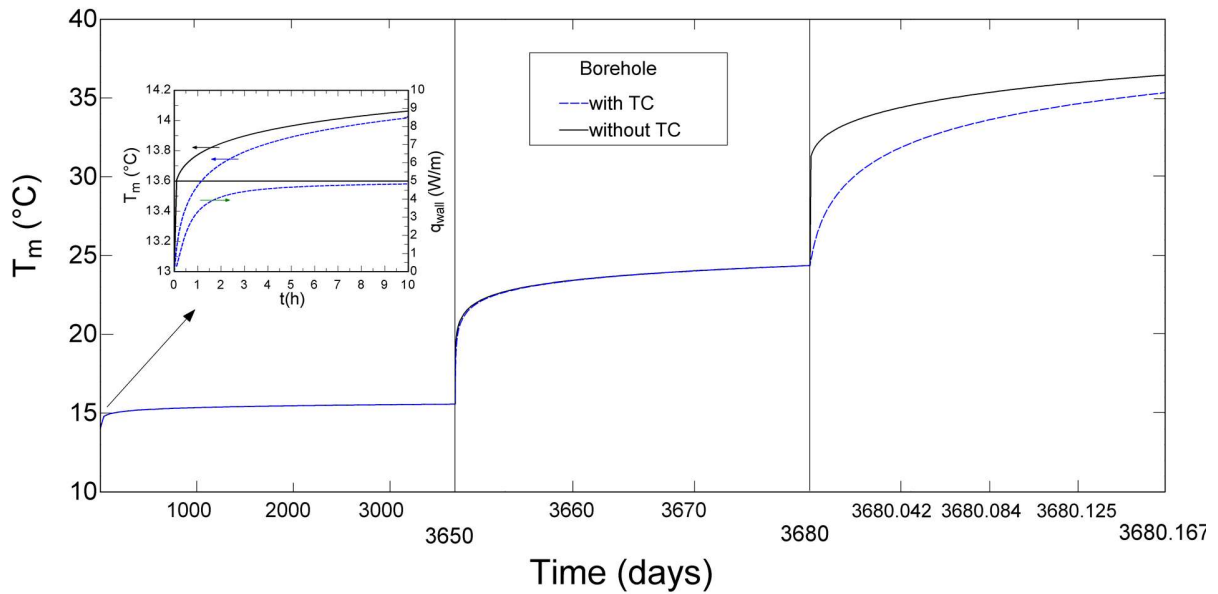


Figure 4-8 Evolution of the mean fluid temperature for cases with and without thermal capacity for three ground pulses applied over 10 years, 1 month and 4 hours.

4.7 Conclusion

A one-dimensional hybrid model is proposed to generate short time g^* -functions for single U-tube boreholes. The two-pipe geometry is first converted into a single equivalent composite cylinder. This cylinder is discretized to numerically solve heat transfer in each layer while ground heat transfer is determined using the infinite cylindrical heat source solution. Both models are

solved simultaneously at each time step. The proposed model is successfully validated against the experimental data of Beier et al. (2011).

When used to predict the outlet fluid temperature, the proposed 1D model compares favorably well with a more advanced 2D thermal-resistance-capacitance (TRCM) model if the fluid replacement rate is above one, i.e. for relatively high flow rates and/or short boreholes. Results for small replacement rates can be improved if the borehole thermal resistance is based on R_b^* , which accounts for the thermal short-circuit occurring between pipes. Nonetheless, these limits on the proposed model do not affect the mean fluid temperature, which is the basis for the generation of short time g^* - functions.

g^* -Functions are based on the fluid temperature instead of the wall temperature for traditional g -functions. In the short time domain, g^* -functions depend on four non-dimensional numbers: $2\pi k_g R_b$, N_f , N_g , and t/t_c . For long times, borehole heat transfer is in steady state and g^* -functions are equal to traditional g -functions. The proposed model is used to generate universal short time g^* -functions curves (Figure 7) which can be used without the need to solve the proposed model.

In the application section of the paper, the ASHRAE sizing equation is modified to be based on g^* -functions. Then, the usefulness of the universal g^* -functions curves is illustrated in a typical borehole sizing problem. It is shown that the inclusion of borehole thermal capacity has a direct effect on the daily and monthly effective ground thermal resistances which reduces the required borehole length by a few percent.

4.8 Nomenclature

a	=	discretization coefficient ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
b	=	discretization coefficient
B	=	borehole spacing (m)
C_p	=	specific heat capacity ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
D	=	distance between boreholes (m)
F_o	=	Fourier's number
g^*	=	global g-function
h	=	film coefficient ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
H	=	borehole length (m)
k	=	thermal conductivity ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
N	=	Adimensional number
q	=	heat transfer rate per unit length (W/m)
Q	=	heat transfer rate (W)
r	=	radial distance from the borehole center (m)
R	=	effective thermal resistance (m.K.W^{-1})
t	=	time (h or s)
t_s	=	time scale (day)
t_c	=	time scale (h)
T	=	temperature ($^{\circ}\text{C}$)
T_m	=	Mean fluid temperature ($^{\circ}\text{C}$)
α	=	thermal diffusivity (m^2/s)
Γ	=	Response factor
δr	=	node spacing (m)
Δ	=	pipe thickness (m)
ρ	=	density (kg.m^{-3})

4.8.1 Subscripts

a	=	year	gt	=	grout	out	=	outside
b	=	borehole	g^*	=	based on g-function	p	=	pipe
c	=	convection	h	=	hour	P	=	node
eq	=	equivalent	in	=	inside	s	=	southern neighbor
f	=	fluid	m	=	month	w	=	wall
g	=	ground	n	=	northern neighbor			

4.8.2 Superscripts

0	=	based on previous timestep
$*$	=	valid for short and long-time

4.9 References

- ASHRAE. 2015. Chapter 34 – Geothermal Energy, *ASHRAE Handbook - Applications*, Atlanta, GA: ASHRAE.
- Beier, R., M.D. Smith and J.D. Spitler. 2011. *Reference data sets for vertical borehole ground heat exchanger models and thermal response test analysis*. Geothermics 40: 79-85.
- Beier, R.A. 2014. *Transient heat transfer in a U-tube borehole heat exchanger*. Applied Thermal Engineering 62: 256-266.
- Bernier, M. 2014. *Sizing and simulating bore fields using thermal response factors*. Proceedings of the 11th IEA Heat Pump conference, Montreal (Quebec), Canada, May 2014. Paper KN.3.1.1.
- Biglarian, H., M. Abbaspour and M. Hassan Saidi. 2017. *A numerical model for transient simulation of borehole heat exchangers*. Renewable Energy 104: 224-237.
- Brussieux, Y. and M. Bernier. 2018. *A hybrid model for generating short-time g-functions*. Proceedings of the IGSHPA Research Conference, Stockholm, Sweden, September 2018, pp. 48-56.
- Claesson, J. and S. Javed. 2011. *An analytical method to calculate borehole fluid temperatures for time-scales from minutes to decades*. ASHRAE annual conference, paper ML-11-C034.
- Cooper, L.Y. 1976. *Heating of a Cylindrical Cavity*. International Journal of Heat and Mass Transfer 19: 575-577.
- Cullin, J.R., J.D. Spitler, C. Montagud, F. Ruiz-Calvo, S.J. Rees, S.S. Naicker, P. Konečný, and L.E. Southard. 2015. *Validation of vertical ground heat exchanger design methodologies*. Science and Technology for the Built Environment 21(2):137–49.
- De Rosa, M., F. Ruiz-Calvo, J.M. Corberan, C. Montagud and L. A. Tagliaco. 2014. *Borehole modelling: a comparison between a steady-state model and a novel dynamic model in a real ON/OFF GSHP operation*. 32nd UIT (Italian Union of Thermo-fluid-dynamics) Heat Transfer Conference/ Journal of Physics: Conference Series 547.

- Eskilson, P. 1987. *Thermal analysis of heat extraction boreholes*. University of Lund, Sweden: Doctoral Thesis.
- Godefroy, V and M. Bernier. 2014. *A simple model to account for thermal capacity in boreholes*. 11th IEA Heat Pump Conference, 12-16 May 2014, Montréal, Canada.
- Gu, Y. and D. O'Neal. 1998. *Development of an equivalent diameter expression for vertical U-Tubes used in ground-coupled heat pumps*. ASHRAE Transactions, 104, 8.
- He, M., S.J. Rees and L. Shao. 2010. *Improvement of a Two-Dimensional Borehole Heat Exchanger Model*. Proceedings of Conference: IESD PhD Conference: Energy and Sustainable Development. Leicester, UK, 21st May 2010.
- Hellström, G. 1989. *Duct Ground Heat Storage. Manual for Computer Code*. Department of Mathematical Physics, University of Lund
- Hellström, G. 1991. *Ground Heat Storage, Thermal Analyses of Duct Storage Systems, Part I: Theory (thesis)*. Mathematical Physics, Lund.
- Javed, S., J. Claesson and P. Fahlén. 2010. *Analytical Modelling of Short-term Response of Ground Heat Exchangers in Ground Source Heat Pump Systems*. 10th REHVA World Congress, Clima 2010, Antalya, Turkey, May 9-12.
- Javed, S. and J. Claesson. 2011. New analytical and numerical solutions for the short-term analysis of vertical ground heat exchangers. ASHRAE Transaction 117(1): 3-12.
- Javed, S. and J. Spitler. 2017. Accuracy of borehole thermal resistance calculation methods for grouted single U-tube ground heat exchangers. Applied Energy 187:790-806.
- Kim, E.-J., M. Bernier, O. Cauret and J.-J. Roux. 2014. A hybrid reduced model for borehole heat exchangers over different time-scales and regions. Energy 77: 318-326.
- Lamarche, L. 2015. Short-time analysis of vertical boreholes, new analytic solutions and choice of equivalent radius. International Journal of Heat and Mass Transfer 91: 800-807.
- Lamarche, L. 2016. Short time modelling of geothermal systems. 29th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, Portoroz, Slovenia, June 19-23, Proceedings.

- C.K. Lee, H.N. Lam. 2008. Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems. *Renewable Energy* 33 (6) : 1286-1296.
- Li, M. and A. C. Lai. 2013. Analytical model for short-time responses of ground heat exchangers with U-shaped tubes: Model development and validation. *Applied Energy* 104: 510-516.
- Li, M. and A.C.K. Lai. 2015. Review of analytical models for heat transfer by vertical ground heat exchangers (GHEs): A perspective of time and space scales. *Applied Energy* 15: 178–191.
- Li, M., P. Li, V. Chan and A. C. Lai. 2014. Full-scale temperature response function (G-function) for heat transfer by borehole ground heat exchangers (GHEs) from sub-hour to decades. *Applied Energy* 136: 197-205.
- Li, M., X. Zhuo and G. Huang. 2017. Improvements on the American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers Handbook equations for sizing borehole ground heat exchangers. *Science and Technology for the Built Environment* 23: 1267–1281.
- Ma, W., M. Li, P. Li and A. C. Lai. 2015. New quasi-3D model for heat transfer in U-shaped GHEs (ground heat exchangers): Effective overall thermal resistance *Energy* 90: 578-587.
- Minaei, A. and M. Maerefat. 2017. A new analytical model for short-term borehole heat exchanger based on thermal resistance capacity model. *Energy and Buildings* 146: 233–242.
- Minaei, A. and M. Maerefat. 2017. Thermal resistance capacity model for short-term borehole heat exchanger simulation with non-stiff ordinary differential equations. *Geothermics* 70: 260–270.
- Nian, Y-L. and W-L. Cheng. 2018. Analytical g-function for vertical geothermal boreholes with effect of borehole heat capacity. *Applied Thermal Engineering* 140: 733–744.
- Pärisch, P., O. Mercker, P. Oberdorfer, E. Bertram, R. Tepe. and G. Rockendorf. 2015. Short-term experiments with borehole heat exchangers and model validation in TRNSYS. *Renewable Energy* 74: 471-477.
- Patankar, S. V. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow* (2nd ed.). New York: McGraw-Hill.
- Philippe, M., M. Bernier and D. Marchio. 2009. Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes. *Geothermics* 38: 407-413

- Rees, S.J. and M. He. 2013. A three-dimensional numerical model of borehole heat exchanger heat transfer and fluid flow. *Geothermics* 46: 1-13.
- Rees, S. J. 2015. An extended two-dimensional borehole heat exchanger model for simulation of short and medium timescale thermal response. *Renewable Energy* 83: 518-526.
- Ruiz-Calvo, F., M. De Rosa, P. Monzo, C. Montagud and J. Corberan. 2016. Coupling short-term (B2G model) and long-term (g-function) models for ground heat exchanger simulation in TRNSYS. Application in a real installation. *App.Thermal Eng* 102: 720-732.
- Ruiz-Calvo, F., De Rosa, M., Acuña, J., Corberán, J. and C. Montagud. 2015. Experimental validation of a short-term Borehole-to-Ground (B2G) dynamic model. *Applied Energy* 140: 210-223.
- Shirazi, A. S. and M. Bernier. 2013. Thermal capacity effects in borehole ground heat exchangers. *Energy and Buildings* 67: 352-364.
- Wetter, M. and A. Huber. 1997. TRNSYS Type 451 – Vertical Borehole Heat Exchanger – EWS model, https://trnsys.de/download/en/ts_type_451_en.pdf.
- Xu, X. and J.D. Spitler. 2006. Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers with Variable Convective Resistance and Thermal Mass of the Fluid. *Proceedings of the 10th Int. Conference on Thermal Energy Storage-Ecostock 2006*, Pomona, NJ.
- Yang, Y. and M. Li. 2014. Short-time performance of composite-medium line-source model for predicting responses of ground heat exchangers with single U-shaped tube. *International Journal of Thermal Sciences* 82: 130-137.
- Yavuzturk, C. and J.D. Spitler. 1999. A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers. *ASHRAE Transactions*. 105(2): 475-485.
- Yavuzturk, C, A.D. Chiasson and J.E. Nydahl. 2009. Simulation model for ground loop heat exchangers. *ASHRAE Transactions* 115(2):45-59.

CHAPITRE 5 OUTILS DE CALCUL SOUS EES ET TRNSYS

Ce chapitre présente les outils informatiques utilisés d'une part pour le modèle de prédiction de la température moyenne du fluide dans un puits géothermique, et d'autre part, pour le modèle de génération des facteurs de réponse thermique universels pour courts pas de temps, appelés g^* -functions. Ces deux applications, dont la modélisation est très proche, ont été étudiées dans le chapitre précédent. Chacun des modèles a été implémenté dans un premier temps dans le logiciel EES, pour sa facilité d'utilisation, puis dans l'environnement TRNSYS 17 sous forme de TYPE. Dans chaque cas, les outils ne sont valables que pour un échangeur géothermique vertical muni d'un seul puits.

Les fichiers contenant les TYPE 9999 et 9998 ainsi que les codes EES sont disponibles auprès du Pr. Michel Bernier. Le tableau 5-1 liste tous les fichiers nécessaires avec leur description. L'ensemble des sous-routines décrites dans le tableau 5-1 sont communes aux TYPE 9999 et 9998.

Tableau 5-1 Tableau recensant l'ensemble des fichiers nécessaires à l'utilisation des modèles développés dans les logiciels EES et TRNSYS.

Type	Nom du fichier	Description
EES	g_star_gen	Fichier permettant la génération de g^* -function
EES	PredicTemp	Fichier permettant la prédiction de température à court pas de temps
Fortran 90	Type9999	Routine principale du TYPE permettant la prédiction de température
Fortran 90	Type9998	Routine principale du TYPE permettant la génération de g^* -function
Fortran 90	Brine1	Sous-routine comportant une base de données de propriétés de fluide
Fortran 90	Brine2	Sous-routine comportant une base de données de propriétés de fluide
Fortran 90	Root_RC	Sous-routine permettant la résolution d'équation non linéaire par itération
Fortran 90	Ss_routine	Ensemble de sous-routines spécifiques aux TYPE 9999 et 9998
Pro forma TRNYS	Type9999	Pro forma nécessaire à l'utilisation du TYPE 9999 sous TRNSYS 17
Pro forma TRNYS	Type9998	Pro forma nécessaire à l'utilisation du TYPE 9998 sous TRNSYS 17

Avant de débiter, il convient de préciser la terminologie qui est utilisée dans cette partie. Ce mémoire présente deux modèles, le premier développé pour la prédiction de la température du fluide, et le second pour la génération de g^* -function. Chacun des deux modèles se décline en deux outils, PredicTemp et TYPE 9999 pour la prédiction de température, g_star_gen et TYPE 9998 pour la génération de g^* -function. Le terme « outil » prend donc en compte le logiciel (EES ou TRNSYS) sur lequel est implémenté un modèle, tandis que le terme « modèle » ne désigne que l'application finale. Les outils développés sur EES se divisent en procédures tandis que les outils développés sur TRNSYS se divisent en sous-routines. Ces deux termes désignant le même concept, à savoir une sous-partie de code, ils seront tous deux nommés « procédure » pour soulager l'écriture. Par extension, une procédure d'un modèle fait référence à une sous-partie de ce modèle.

La première partie s'attarde sur la description globale des procédures développées pour chaque modèle, une grande partie d'entre elles étant similaires puisque les modèles ont une base très proche. Les détails propres à chaque langage de programmation ne sont pas abordés dans cette partie. La seconde partie se penche justement sur ces différences, c'est-à-dire d'une part, les spécificités liées à EES, et d'autre part, l'élaboration des TYPE dans TRNSYS permettant d'intégrer ces deux modèles dans des simulations énergétiques de systèmes complexes. La base théorique de ces modèles a été décrite dans le chapitre précédent, ces parties ne décriront donc que des particularités qui surviennent lors de l'implémentation dans les logiciels susnommés. Une dernière partie propose des exemples d'utilisation de chacun des outils proposés. Ces exemples peuvent permettre à tout utilisateur de vérifier la bonne utilisation des modèles.

5.1 Description des modèles

Les modèles sont relativement semblables bien qu'ils présentent des entrées et sorties différentes. Une grande partie des procédures développées sont donc communes aux deux modèles. Ces procédures sont listées dans un premier temps avant de présenter les procédures propres à chaque application.

5.1.1 Socle commun aux deux modèles

Les deux modèles étudiés, pour la prédiction de température ou la génération de g^* -function, présentent une base commune qui se situe dans la géométrie utilisée, le maillage et les propriétés des couches. La différence essentielle entre les deux versions réside, en fait, dans les conditions

limites et les données d'entrée et de sortie. La présente sous-partie s'attache à décrire cette base commune.

Il convient de rappeler que les modèles décrits sont des modèles unidimensionnels hybrides qui solutionnent le transfert de chaleur dans le puits à l'aide de la méthode numérique de Patankar (1980) et à l'extérieur avec la solution analytique dite de la source cylindrique infinie (SCI).

Géométrie et propriétés thermiques

Géométrie équivalente

La géométrie équivalente est basée sur les équations de Xu et Spitler (2006) déjà décrites au chapitre précédent. La figure 5-1 présente les différents paramètres utilisés dans cette géométrie.

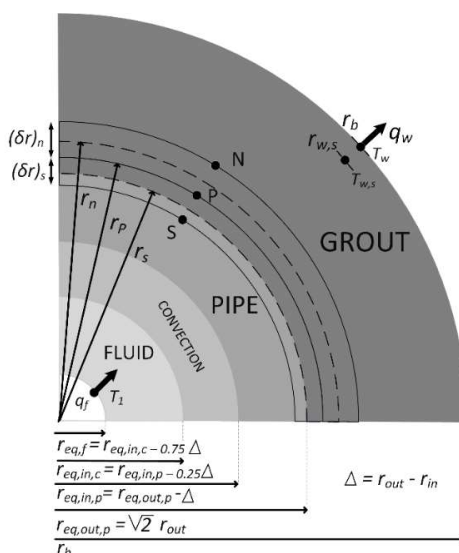


Figure 5-1 Géométrie équivalente de Xu et Spitler (2006)

Maillage

Le maillage est effectué selon la méthode de Patankar (1980) décrite au chapitre précédent. Le puits est divisé en quatre couches pour représenter le fluide, la convection, les tuyaux et le coulis. Les épaisseurs de ces couches sont définies grâce à la géométrie équivalente. La principale difficulté réside dans la position des nœuds et la taille des volumes de contrôle. Un maillage exponentiel est adopté pour tenir compte des gradients de température se produisant à l'interface des différentes couches. Connaissant la taille d'une couche et le nombre de nœuds voulus par

l'utilisateur, il n'existe qu'une seule disposition symétrique par rapport au centre remplissant ces conditions. Une représentation schématique de ce type de maillage est montrée à la Figure 5-2.

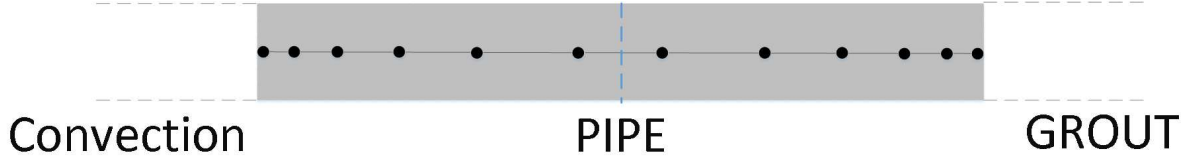


Figure 5-2 Maillage exponentiel symétrique d'une couche avec 12 nœuds pour le tuyau (pipe)

L'épaisseur des $j^{\text{ème}}$ volumes de contrôle suit alors la loi suivante jusqu'à la moitié de la couche (indiquée par un trait pointillé sur la Figure 5-2) :

$$L_{vc,j} = e^{\mu_{vc}j} - 1 \quad 5-1$$

Où $L_{vc,j}$ est le $j^{\text{ème}}$ volume de contrôle et μ_{vc} est un coefficient déterminé en solutionnant :

$$L_{couche} = 2 \sum_{k=0}^{\frac{n}{2}} (e^{\mu_{vc}k} - 1) \quad 5-2$$

Où L_{couche} est l'épaisseur de la couche et n est le nombre de nœuds désiré dans la couche. Une telle définition implique que n est nécessairement pair. Les volumes de contrôle présents aux extrémités du puits sont singuliers puisque ce ne sont que des demi-volumes de contrôle, mais ils sont définis de la même façon en adaptant les équations pour tenir compte de la moitié manquante.

Une fois les volumes de contrôle définis, il est aisé de calculer la position des nœuds, situés au centre des volumes de contrôle. Au bilan, la procédure de maillage présente les entrées et sorties montrées au Tableau 5-2.

Tableau 5-2 Entrées et sorties de la procédure de maillage

Entrée	Description
$L_i \quad i = 1..4$	Épaisseur de chaque couche. Ici le nombre de couches est fixé à 4
$n_i \quad i = 1..4$	Nombre de nœuds par couche. À nouveau, le nombre de couches est fixé à 4
Sortie	Description
$X_j \quad j = 1..n_{tot}$	Position de tous les nœuds du puits. n_{tot} représente le nombre total de nœuds
$L_{vc,j} \quad j = 1..n_{tot}$	Épaisseur de chaque volume de contrôle
$R_{n,j} \quad j = 1..n_{tot}$	Distance entre un nœud et la paroi du volume de contrôle suivant
$R_{s,j} \quad j = 1..n_{tot}$	Distance entre un nœud et la paroi du volume de contrôle précédent

Propriétés thermiques

Les propriétés thermiques équivalentes sont également énoncées par Xu et Spitler (2006). Elles sont définies de telle manière que le puits équivalent ait le même comportement thermique que le puits réel. Les capacités thermiques sont donc adaptées à la géométrie équivalente et les conductivités thermiques sont calculées grâce à la résistance thermique totale du puits. La procédure développée prévoit deux possibilités pour le calcul de cette résistance thermique. L'utilisateur peut au choix imposer une valeur déterminée ou la calculer avec la méthode multipôle d'ordre 1 de Hellström (1991) selon les équations suivantes.

$$R_b = \frac{1}{4\pi k_{gt}} \left(\beta + \ln \left(\frac{\theta_2}{2\theta_1(1 - \theta_1^4)^\sigma} \right) - \frac{\theta_3^2 \left(1 - \frac{4\sigma\theta_1^4}{1 - \theta_1^4} \right)^2}{\frac{1 + \beta}{1 - \beta} + \theta_3^2 \left(1 + \frac{16\sigma\theta_1^4}{(1 - \theta_1^4)^2} \right)} \right) \quad 5-3$$

où

$$\theta_1 = \frac{s}{2r_b} \quad \theta_2 = \frac{r_b}{r_{out}} \quad \theta_3 = \frac{r_{out}}{s}$$

$$\sigma = \frac{k_{gt} - k_g}{k_{gt} + k_g} \quad 5-4$$

$$\beta = 2\pi k_{gt}(R_p + R_c)$$

Avec R_p la résistance thermique des tuyaux et R_c la résistance convective.

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{2\pi k_p} \quad R_c = \frac{1}{2\pi r_{in} h_c} \quad 5-5$$

La résistance thermique convective dépend du coefficient de convection h_c qui dépend entre autres du débit. À nouveau, l'utilisateur peut choisir d'imposer une valeur du coefficient, ce qui revient à choisir un régime d'écoulement, ou bien de calculer la valeur à chaque pas de temps grâce aux relations de Hansen, Gnielinski ou Dittus-Boelter, suivant la valeur du nombre de Reynolds.

Pour plus de précision lorsque le débit est faible ou le puits est long, l'utilisateur peut également utiliser la résistance thermique globale R_b^* définie comme suit au lieu de la résistance thermique locale R_b , comme il l'a été démontré au chapitre précédent :

$$R_b^* = R_b + \frac{1}{3R_a} \left(\frac{H}{(\rho C_p)_f \dot{m}_f} \right)^2 \quad 5-6$$

$$R_a = \frac{1}{\pi k_{gt}} \left(\beta + \ln \left(\frac{(1 + \theta_1^2)^\sigma}{\theta_3(1 - \theta_1^2)^\sigma} \right) - \frac{\theta_3^2(1 - \theta_1^4 + 4\sigma\theta_1^2)^2}{\frac{1+\beta}{1-\beta}(1 - \theta_1^4)^2 - \theta_3^2(1 - \theta_1^4)^2 + 8\sigma\theta_1^2\theta_3^2(1 - \theta_1^4)} \right) \quad 5-7$$

Une fois ces propriétés thermiques calculées, il est associé à chaque volume de contrôle les propriétés de la couche correspondante.

Procédures de transfert thermique

Source cylindrique infinie

La fonction utilisée pour calculer la G-fonction de la source cylindrique infinie est l'approximation de Cooper (1976) valable à la paroi du puits.

Superposition temporelle

Afin de prendre en compte la variation des charges thermiques dans le temps, la température à la paroi du puits est calculée à l'aide d'une superposition temporelle. La méthode de superposition utilisée dépend du logiciel, à savoir EES ou TRNSYS. Le détail de la procédure sera décrit, selon le cas, dans la partie suivante.

Méthode numérique dans le puits

Le système d'équations permettant la résolution du transfert thermique dans le puits a été donné au chapitre précédent. Ce système dépend de deux conditions limites au niveau du fluide et du sol. Ces conditions limites peuvent être au choix un flux thermique ou une température. Le cas de la condition limite au niveau du fluide dépend du modèle et sera abordé dans la partie suivante. La condition au niveau du sol est cependant la même pour les deux modèles. Il s'agit d'une condition de température qui est fixée pour le dernier nœud (voir Figure 5-3).

$$T_{n_{tot}} = T_w \quad 5-8$$

La température de la paroi est calculée avec la source cylindrique infinie (SCI), mais dépend du flux de chaleur q_w quittant le puits. Or q_w dépend de la température du dernier nœud $T_{n_{tot}}$. L'avantage du logiciel EES est qu'il possède sa propre méthode de résolution et que les équations n'ont pas besoin d'être placées dans un ordre particulier pour déterminer q_w et $T_{n_{tot}}$. Dans le cas de TRNSYS, une méthode itérative est nécessaire. Elle sera détaillée dans une sous-partie ultérieure.

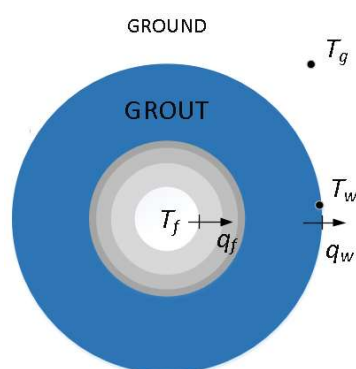


Figure 5-3 Conditions limites pour l'intérieur du puits.

Bilan

La géométrie équivalente, le maillage, la définition des propriétés thermiques équivalentes des matériaux et la résolution du transfert thermique dans le puits sont communs entre les deux modèles. Tous les paramètres nécessaires à l'obtention de ces résultats sont résumés à la figure 5-4. Seuls les entrées et sorties du modèle sont différents. Cette figure provient du diagramme d'entrée du code EES, mais les mêmes paramètres sont nécessaires pour le modèle implanté dans TRNYS.

INPUTS

Borehole parameters		Number of nodes	
$dia_{in,tube} = [0.0274] \text{ [m]}$		$n1 = [16] \text{ [-]}$	(Fluid) ATTENTION doit être pair
$dia_{out,tube} = [0.0334] \text{ [m]}$		$n2 = [16] \text{ [-]}$	(Convection layer) ATTENTION doit être pair
$r_{borehole} = [0.054] \text{ [m]}$		$n3 = [16] \text{ [-]}$	(Pipe) ATTENTION doit être pair
$s = [0.0304] \text{ [m]}$		$n4 = [16] \text{ [-]}$	(Grout) ATTENTION doit être pair
$n_{tubes} = [2] \text{ [-]}$			
$H_b = [82.49] \text{ [m]}$			

Thermal properties			
Fluid	Pipe	Grout	Ground
$\rho_{ocp,real} = [4.124E+06] \text{ [J/m}^3\cdot\text{K]}$	$Cp_{m,3} = [1540] \text{ [J/kg}\cdot\text{K]}$	$Cp_{grout} = [3900] \text{ [J/kg}\cdot\text{K]}$	$k_{ground} = [2.25] \text{ [W/m}\cdot\text{C]}$
	$\rho_{m,3} = [1000] \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{grout} = [1000] \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{ocp,ground} = [2.877E+06] \text{ [J/m}^3\cdot\text{K]}$
	$k_{tube} = [0.45] \text{ [W/m}\cdot\text{C]}$	$k_{grout} = [1.73] \text{ [W/m}\cdot\text{C]}$	$T_{ground} = [0] \text{ [C]}$

Figure 5-4 Capture d'écran du diagramme d'entrée des paramètres dans EES. Les mêmes paramètres sont utilisés dans TRNSYS.

5.1.2 Spécificité de chaque modèle

Entrées et sorties

Les deux modèles ne remplissent pas les mêmes fonctions et par conséquent, les données d'entrée et de sortie ne sont pas semblables. Le tableau 5-3 récapitule les inputs et outputs propres à chaque modèle.

Tableau 5-3 Entrées et sorties des deux modèles

Modèle pour la prédiction température	
Entrée	Sortie
T_{in} : Température d'entrée du fluide à chaque pas de temps	T_{out} : Température de sortie du fluide
\dot{m} : Débit du fluide entrant à chaque pas de temps	
Modèle pour la génération des g^* -function	
Entrée	Sortie
Aucune (seul q_f , le flux injecté au puits est requis)	g^* : Global g-function

Condition limite du fluide

La méthode de Patankar (1980) nécessite de connaître les conditions limites au niveau du fluide et du sol. Le cas du sol est commun aux deux modèles et a été étudié dans la partie précédente. Le cas du fluide diffère selon les modèles.

Modèle de génération de g^ -function*

Ce modèle est simple puisque la valeur calculée de la g^* -function n'est pas influencée par la valeur du flux de chaleur injecté au puits. Certes, la valeur du flux choisie influence les températures résultantes, mais finalement la g-function est la même, peu importe la valeur du flux. Ainsi, en se rapportant à l'équation 4-9, cela signifie que des valeurs de q_f différentes donnent des valeurs de T_f différentes, mais finalement la valeur de la g^* -function est la même. Dans la présente étude, la condition limite au niveau du fluide est fixée arbitrairement à 50 W/m. Ce modèle de génération de g^* -function a été utilisé pour générer les quatre graphes présentés à la figure 4-7. une explication plus précise de la génération de ces graphes est proposée conjointement à la présentation de la base de données en annexe.

Modèle de prédiction de température

Ce modèle est un peu plus complexe puisque le flux de chaleur entrant dépend de la température d'entrée du fluide ainsi que du débit à chaque pas de temps. Le système d'équations suivant (tableau 5-4) permet de déterminer le flux entrant.

Tableau 5-4 Système d'équations permettant de résoudre la condition limite au niveau du fluide dans le modèle de prédiction de température

Équation	Description
$T_1 = T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$	La température du 1 ^{er} nœud est égale à la température moyenne du fluide
$q_f = \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{2\pi r_{eq,f} \times H}$	Le flux entrant est égal au flux total extrait ramené à un élément de surface du tuyau
Équation (4-4) et (4-6)	Les deux équations précédentes sont liées entre elles via les équations de Patankar

La méthode de résolution de ce système dépend du logiciel et sera abordée dans la partie suivante.

Génération de g^ -function*

Le dernier élément divergeant selon les modèles est la procédure de génération de g^* -function qui demande de calculer les temps caractéristiques t_s et t_c ainsi que la valeur de la g^* -function selon les équations définies au chapitre précédent.

5.1.3 Bilan

Le chapitre précédent abordait la base théorique des modèles développés. La présente partie de ce chapitre permet à tout utilisateur voulant comprendre ou reproduire le code de connaître les procédures utilisées ainsi que les spécificités de chacune de ces procédures. Le tableau 5-5 résume toutes les procédures ou éléments de code nécessaire pour chaque modèle.

Tableau 5-5 Tableau de synthèse des procédures utilisées dans chaque modèle

Procédure	Prédiction température	Génération $g^* - function$
Géométrie équivalente	X	X
Maillage	X	X
Propriétés thermiques	X	X
Coefficient de convection	X	X
Superposition temporelle	X	X
SCI	X	X
Système de Patankar	X	X
Condition au fluide	Basée sur T_f	Basée sur q_f (valeur arbitraire fixée)
g^* -function	-	X

Pour avoir une vue plus complète de la méthode de résolution, le tableau 5-6 fait la liste des équations présentes dans chaque procédure. Certaines équations apparaissent dans des figures ou tableaux, c'est pourquoi elles sont recensées dans le tableau 5-6. Les procédures sont listées dans l'ordre où elles sont traitées. Les procédures 5 à 8 forment un système d'équations qui sont résolues simultanément. Ces procédures sont communes à chaque modèle. Seules les équations pertinentes sont présentées dans ce mémoire, certaines, notamment parmi celles qui déterminent le maillage, ne sont pas explicitées entièrement. Toutefois, les figures et tableaux proposés illustrent suffisamment le problème pour permettre de comprendre le code écrit sur EES ou TRNSYS.

Tableau 5-6 Récapitulatif des équations résolues dans chaque procédure

	Procédure	Équations traitées
1	Géométrie équivalente	Équation (4.1) ; Figure (4-3)
2	Maillage	Figures (5-1) et (5-2) ; Équations (5-1) et (5-2)
3	Propriétés thermiques	Tableau (4-1) ; Équations (4-5) et (5-3) à (5-7)
4	Coefficient de convection	Relations de Hansen, Gnielinski ou Dittus-Boelter
5	Modèle numérique de Patankar	Équations (4-4) et (4-6)
6	SCI	Voir équations (4-7) et (4-8)
7	Superposition temporelle	Équation (4-8)
8	Condition au fluide	Tableau (5-4) ; Figure (5-5) ; (aucune pour les g^* -functions)
9	g^* -function	Équations (4.9) et (4-12) à (4-16)

5.2 Spécificités EES/TRNSYS

Cette partie a pour but d'explorer les détails de programmation propre à chaque logiciel et langage utilisé.

5.2.1 EES

Méthode de résolution

EES est un logiciel permettant la résolution de systèmes d'équations non linéaires simultanées. L'avantage principal de ce logiciel est que les équations sont résolues sans qu'il soit nécessaire de les entrer dans un ordre particulier. Par conséquent, aucune procédure n'est nécessaire pour la résolution des systèmes d'équations, notamment ceux présents aux conditions limites pour le modèle numérique.

Propriétés du fluide

Par ailleurs, le logiciel EES a l'avantage d'intégrer une grande banque de propriétés notamment sur des fluides usuels, ce qui peut s'avérer utile pour connaître les propriétés du fluide caloporteur lorsque celui-ci n'est pas de l'eau. Aucune procédure n'est donc nécessaire pour déterminer les propriétés du fluide.

Superposition temporelle

Afin de s'adapter au langage de programmation, la formule de superposition temporelle suivante a été utilisée. Elle est équivalente à la formule usuelle bien que la disposition des termes soit quelque peu différente.

$$\Delta T(t) = T(r_b) - T_g = q_{n_t} G(t - t_{n_t-1}) + \sum_{i=2}^{n_t} q_i (G(t - t_{i-1}) - G(t - t_i)) \quad 5-9$$

Où n_t représente le nombre total de pas de temps.

5.2.2 TRNSYS

Les modèles de prédiction de température et de génération de g^* -function sont séparés en deux TYPE ayant en commun toutes les procédures présentées dans la partie précédente. Ils diffèrent essentiellement par les valeurs d'entrées et de sortie. Les variables et procédures propres au modèle de prédiction de température, TYPE 9999, et au modèle de génération de g^* -function, TYPE 9998, sont présentés ci-après.

Variables des TYPE

Les tableaux suivants listent les paramètres, entrées et sorties des TYPE 9999 et 9998 utilisés respectivement pour la prédiction de température et la génération de g^* -function. Les paramètres 23 à 29 servent à l'agrégation de Liu (2005) et leur fonctionnement est expliqué dans une partie ultérieure.

Paramètres communs des TYPE 9999 et 9998

Tableau 5-7 Tableau de synthèse des paramètres communs à chaque TYPE

Numéro	Nom	Unité
1	Diamètre extérieur du tuyau (dia_out_tube)	m
2	Diamètre intérieur du tuyau (dia_in_tube)	m
3	Rayon du puits (r_bore)	m
4	Longueur du puits (H_b)	m
5	Distance centre à centre des tuyaux (s)	m
6	Choix du coefficient de convection (h_choice)	-
	Ce paramètre renseigne sur le choix de la méthode de calcul du coefficient de convection. 1 : Imposé par l'utilisateur 2 : Calculé à chaque pas de temps	
7	Valeur du coefficient de convection (cas échéant h_def)	$\text{kJ/m}^2.\text{K}$
8	Conductivité thermique du sol (k_ground)	W/m.K
9	Capacité thermique volumique du sol (rho_{cp_ground})	$\text{kJ/m}^3.\text{K}$
10	Conductivité thermique du tuyau (k_pipe)	W/m.K
11	Capacité thermique massique du tuyau (Cp_pipe)	J/kg.K
12	Densité du tuyau (rho_pipe)	kg/m^3
13	Conductivité thermique du coulis (k_grout)	W/m.K
14	Capacité thermique massique du coulis (Cp_grout)	J/kg.K
15	Densité du coulis (rho_grout)	kg/m^3
16	Choix du fluide (Fl)	-
	L'utilisateur peut choisir entre 5 types de fluide : 0 : Eau 1 : Propylène glycol 2 : Éthylène glycol	

	3 : Méthylène glycol -1 : L'utilisateur définit lui-même les propriétés du fluide. Elles sont alors répertoriées dans les paramètres 18 à 21	
17	Concentration de l'antigel (<i>Conc</i>)	%
18	Capacité thermique massique du fluide (<i>cp_f</i>)	J/kg.K
19	Conductivité thermique du fluide (<i>k_f</i>)	W/m.K
20	Masse volumique du fluide (<i>rho_f</i>)	kg/m ³
21	Viscosité du fluide (<i>mu_f</i>)	kg/m.s
22	Température du sol (<i>T_ground</i>)	°C
23	Taille du petit bloc (<i>BS_s</i>)	-
24	Taille du petit bloc (<i>BS_m</i>)	-
25	Taille du petit bloc (<i>BS_l</i>)	-
26	Période d'attente pour un petit bloc (<i>WP_s</i>)	-
28	Période d'attente pour un moyen bloc (<i>WP_m</i>)	-
29	Période d'attente pour un grand bloc (<i>WP_l</i>)	-
30	Résistance thermique (<i>R_choice</i>)	-

Entrée du TYPE 9999

Tableau 5-8 Tableau de synthèse des entrées du TYPE 9999

Numéro	Nom	Unité
1	Température du fluide entrant (<i>T_in</i>)	°C
2	Débit du fluide entrant (<i>m_dot</i>)	kg/s

Sorties du TYPE 9999

Tableau 5-9 Tableau de synthèse des sorties du TYPE 9999

Numéro	Nom	Unité
1	Température du fluide sortant (<i>T_out</i>)	°C
2	Débit du fluide sortant (<i>m_dot</i>)	kg/s
3	Température moyenne du fluide (<i>T_f</i>)	°C
4	Résistance thermique du puits (<i>R_bh</i>)	m.K/W
5	Temps de résidence du fluide	h

6	Nombre de Reynolds	-
---	--------------------	---

Entrée du TYPE 9998

Aucune entrée n'est nécessaire dans ce TYPE.

Sorties du TYPE 9998

Tableau 5-10 Tableau de synthèse des sorties du TYPE 9998

Numéro	Nom	Unité
1	Valeur de la g^* -function ($gfunc$)	-
2	Échelle de temps caractéristique $\ln\left(\frac{t}{t_s}\right)$	-
3	Échelle de temps caractéristique $\ln\left(\frac{t}{t_c}\right)$	-
4	Résistance thermique du puits (R_{bh})	m.K/W

Procédure TRNSYS

Les procédures utilisées et la méthode de résolution sont similaires à celles décrites dans la partie sur EES excepté pour trois points. Tout d'abord, TRNSYS, à la différence d'EES, ne possède pas de bases de données internes des propriétés de fluide et il faut donc une procédure pour les déterminer lorsque l'utilisateur choisit un antigel particulier. Ensuite, la méthode de superposition temporelle est jumelée à une méthode d'agrégation des charges (Liu, 2005) pour réduire le temps de calcul. Cette méthode sera décrite plus loin. Enfin, afin d'être capable de résoudre les systèmes d'équations des conditions aux limites du modèle numérique basé sur la méthode de Patankar, une méthode de résolution est nécessaire. Ces trois points sont abordés plus en détail dans les sous-parties suivantes.

Méthode de résolution

Condition limite du fluide

Dans le cas de la prédiction de température, seules trois équations définissent le problème. Il est alors simple de remplacer les termes dans une seule équation pour résoudre le système. Dans le cas de la génération de g^* -function, le flux de chaleur est imposé et à nouveau, aucun problème de résolution n'apparaît.

Condition limite du sol

Cette condition est commune aux TYPE 9999 et 9998 et, dans le cas de TRNSYS, une méthode itérative est nécessaire pour la résolution. À chaque pas de temps, les températures de chaque nœud sont conservées et utilisées comme valeurs de départ pour la première itération. La figure 5-5 représente la structure de l'itération effectuée par TRNSYS. Puisque q_w dépend uniquement des deux derniers nœuds, le critère de convergence est appliqué sur ces nœuds. Ainsi, lorsque la variation de température de ces deux nœuds est inférieure à 10^{-7} °C pour deux itérations successives, la solution a convergé.

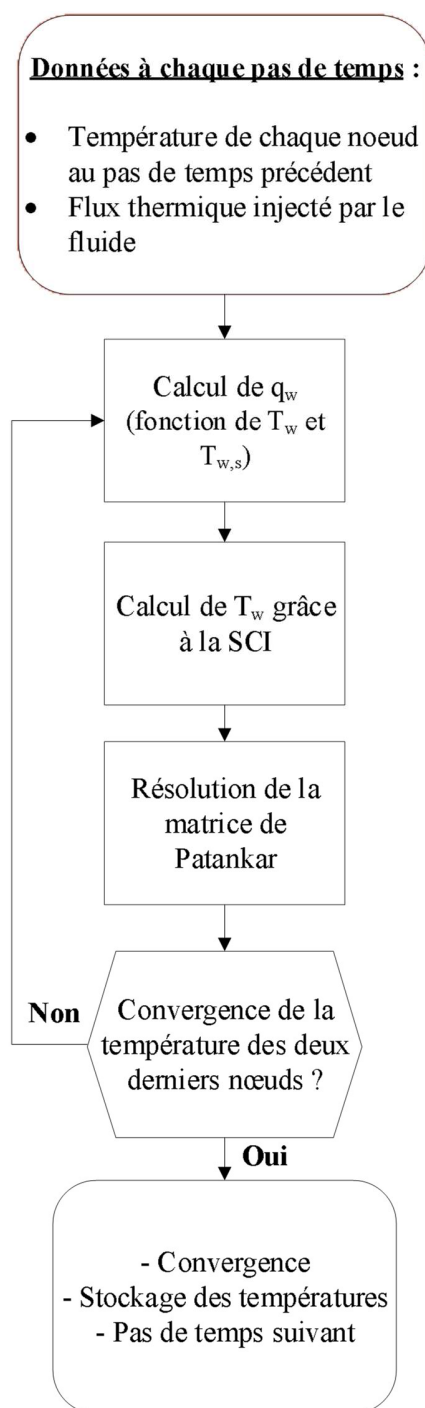


Figure 5-5 Schéma itératif permettant de résoudre la condition limite à la paroi du puits dans TRNSYS

Propriétés du fluide

La procédure utilisée pour déterminer les propriétés du fluide caloporteur repose sur une base de données de propriétés de fluide sous plusieurs conditions de température et de concentration. La procédure utilise les mêmes relations que celles contenues dans la fonction BRINEPROP2 de EES et ne fait qu'interpoler les valeurs en fonction des conditions d'entrée.

Agrégation des charges

L'agrégation des charges utilisée ici est celle de Liu (2005). Tel que décrit par Godefroy (2014), cette méthode permet d'agréger les charges dans des blocs de plus en plus grands. Les charges individuelles sont agrégées en « petits blocs », puis ces « petits blocs » en « moyens blocs » et les « moyens » en « gros ». L'utilisateur peut choisir le nombre de blocs voulus par catégorie avant de passer à la taille supérieure. L'agrégation des charges en blocs peut causer des erreurs d'approximations. Pour minimiser ces erreurs, l'utilisateur peut également choisir une période d'attente entre chaque niveau de hiérarchie. Cette période d'attente correspond aux charges qui ne seront pas agrégées dans un bloc de taille supérieure.

Par exemple, si l'utilisateur choisit des « petits blocs » de 10 charges individuelles et une période d'attente de 5 charges, en supposant que les charges aient des durées d'une heure, le premier bloc est formé au bout de 15 h en agrégeant les 10 premières heures et en laissant intactes les 5 suivantes. Le schéma se répète pour les niveaux hiérarchiques supérieurs.

Le travail présenté ici est consacré essentiellement à l'étude des courts pas de temps, pour lesquels aucune agrégation n'est nécessaire. Toutes les tailles des blocs et les périodes d'attente ont donc été fixées à leurs valeurs maximales autorisées par TRNYS.

5.3 Exemple d'utilisation des modèles

Les exemples suivants permettent à chaque utilisateur de disposer de données de référence permettant de vérifier l'emploi correct des modèles proposés.

5.3.1 Prédiction de température

EES

Les données présentées ici sont celles de la figure 4-4 montrant la comparaison entre les résultats du modèle et les données expérimentales de Beier et al. (2011). L'ordre des colonnes a été modifié pour ne faire apparaître que les résultats pertinents. Les colonnes non affichées ici représentent essentiellement la température de chaque nœud restant.

1 t [h]	2 m [L/s]	3 T _{beier,in} [C]	4 T _{out,ref} [C]	5 T _{out} [C]	6 q _{wall} [W/m]	7 T ₁ [C]	8 T ₃₉ [C]	9 T _{wall} [C]
0	0	22.21	21.98	22	0	22	22	
0.1	0.2037	24.69	23.57	23.53	0.6288	24.11	22.02	22.01
0.2	0.201	25.92	24.74	24.83	2.136	25.38	22.06	22.04
0.3	0.2034	26.84	25.67	25.79	4.345	26.32	22.14	22.08
0.4	0.204	27.58	26.38	26.54	6.948	27.06	22.23	22.15
0.5	0.2036	28.18	26.97	27.15	9.677	27.67	22.34	22.22
0.6	0.1828	28.78	27.42	27.63	12.36	28.2	22.45	22.3
0.7	0.1814	29.26	27.87	28.1	14.92	28.68	22.57	22.39
0.8	0.1831	29.66	28.28	28.52	17.3	29.09	22.68	22.47
0.9	0.1811	29.99	28.61	28.86	19.48	29.43	22.8	22.56
1	0.1824	30.33	28.96	29.2	21.46	29.76	22.91	22.65
1.1	0.1824	30.62	29.24	29.49	23.26	30.06	23.02	22.74
1.2	0.1828	30.91	29.52	29.77	24.9	30.34	23.12	22.82
1.3	0.1938	31.06	29.78	30.02	26.37	30.54	23.23	22.91
1.4	0.1855	31.36	29.97	30.24	27.7	30.8	23.32	22.99
1.5	0.1819	31.52	30.24	30.41	28.9	30.96	23.42	23.07
1.6	0.1829	31.85	30.43	30.67	30.01	31.26	23.5	23.14
1.7	0.1912	31.96	30.66	30.88	31.05	31.42	23.59	23.22
1.8	0.1905	32.14	30.83	31.05	32	31.6	23.67	23.29
1.9	0.1934	32.32	31.01	31.24	32.89	31.78	23.75	23.36
2	0.1941	32.49	31.17	31.41	33.71	31.95	23.83	23.43
2.1	0.1937	32.63	31.32	31.55	34.47	32.09	23.91	23.49
2.2	0.1931	32.77	31.48	31.69	35.17	32.23	23.98	23.56
2.3	0.1909	32.93	31.61	31.82	35.83	32.38	24.05	23.62
2.4	0.1933	33.04	31.73	31.96	36.43	32.5	24.12	23.68
2.5	0.1931	33.17	31.86	32.08	37	32.63	24.18	23.73
2.6	0.1928	33.29	31.97	32.2	37.53	32.74	24.24	23.79
2.7	0.195	33.41	32.1	32.32	38.03	32.86	24.3	23.85
2.8	0.1902	33.52	32.18	32.41	38.5	32.97	24.36	23.9
2.9	0.1937	33.62	32.31	32.53	38.95	33.07	24.42	23.95
3	0.1931	33.72	32.41	32.62	39.36	33.17	24.48	24

Figure 5-6 Exemple de résultat du modèle de prédiction de température dans le logiciel EES

T_{39} désigne ici la température de l'avant-dernier nœud et T_1 celle du premier nœud, c'est-à-dire la température du fluide. Au temps initial, toutes les températures sont égales à la température du sol.

Plusieurs résultats peuvent être soulignés ici. Tout d'abord, le temps que prend q_{wall} avant de se stabiliser découle directement de la prise en compte de la capacité thermique du puits. La température du fluide est bien la moyenne entre la température d'entrée et celle de sortie. La valeur de q_{wall} est déduite directement de la température des deux derniers nœuds. Le flux de chaleur augmente à mesure que cette différence augmente. L'écart entre la température de sortie expérimentale, $T_{out,ref}$, et calculée, T_{out} , est relativement bon tel que montré à la figure 4-4.

TYPE 9999

Dans cet exemple, un puits géothermique est alimenté pendant 24 h par un fluide dont la température et le débit varient toutes les 6 h. Les situations avec ou sans considération de la capacité thermique du puits sont comparées. Le tableau 5-11 présente les conditions d'entrée du fluide durant chacune des 4 périodes du test.

Tableau 5-11 Propriétés du fluide entrant pour chacune des 4 périodes de la simulation

Période (h)	T_{in} (°C)	\dot{m}_{in} (kg/h)
0-6	30	2500
6-12	30	5000
12-18	5	2500
18-24	30	2500

Toutes les caractéristiques du puits, du fluide et du sol, nécessaires à la simulation, sont recensées dans le tableau 5-12. La température initiale du puits est celle du sol. Aucune agrégation n'est utilisée ici donc les tailles des blocs et des temps d'attente de l'agrégation de Liu sont fixés à des valeurs très élevées. Le modèle de résistance thermique du puits utilisé est le modèle R_b^* qui prend en compte le court-circuit thermique entre les branches du puits. La simulation est faite avec un pas de temps de 0.05 h pendant 24 h. Dans le cas où la capacité thermique n'est pas prise en compte, chaque élément du puits a une capacité thermique fixée virtuellement à une valeur quasi nulle. Le fluide garde la même capacité thermique dans les deux cas.

Tableau 5-12 Paramètres du puits servant aux exemples d'utilisation des TYPE 9999 et 9998

Paramètre	Valeur	Unité
Diamètre extérieur du tuyau	0.025	m
Diamètre intérieur du tuyau	0.02	m
Rayon du puits	0.075	m
Longueur du puits	100	m
Distance centre à centre des tuyaux	0.05	m
Valeur du coefficient de convection	1000	W/m ² .K
Conductivité thermique du sol	1.68	W/m.K
Capacité thermique volumique du sol	3400	kJ/m ³ .K
Conductivité thermique du tuyau	0.39	W/m.K
Capacité thermique volumique du tuyau	1800	kJ/m ³ .K
Conductivité thermique du coulis	0.89	W/m.K
Capacité thermique volumique du coulis	3700	kJ/m ³ .K
Choix du fluide	Propylène glycol	-
Concentration de l'antigel	30	%
Température du sol	0	°C
Taille des petits blocs	10000	-
Taille des moyens blocs	100	-
Taille des grands blocs	100	-
Période d'attente pour les petits blocs	100	-
Période d'attente pour les moyens blocs	100	-
Période d'attente pour les grands blocs	40	-

La figure 5-7 présente les résultats obtenus. Les températures de sortie du fluide, calculées avec ou sans la capacité thermique du puits, sont tracées en fonction du temps. En plus de présenter un exemple d'utilisation du modèle, cette figure souligne à nouveau les différences qu'engendre la prise en compte des effets capacitifs. En effet, pour chaque tranche de 6 h, les courbes sont visiblement distinctes et ne convergent qu'à la fin de chaque période. De tels écarts peuvent être significatifs dans le cas d'une simulation thermique.

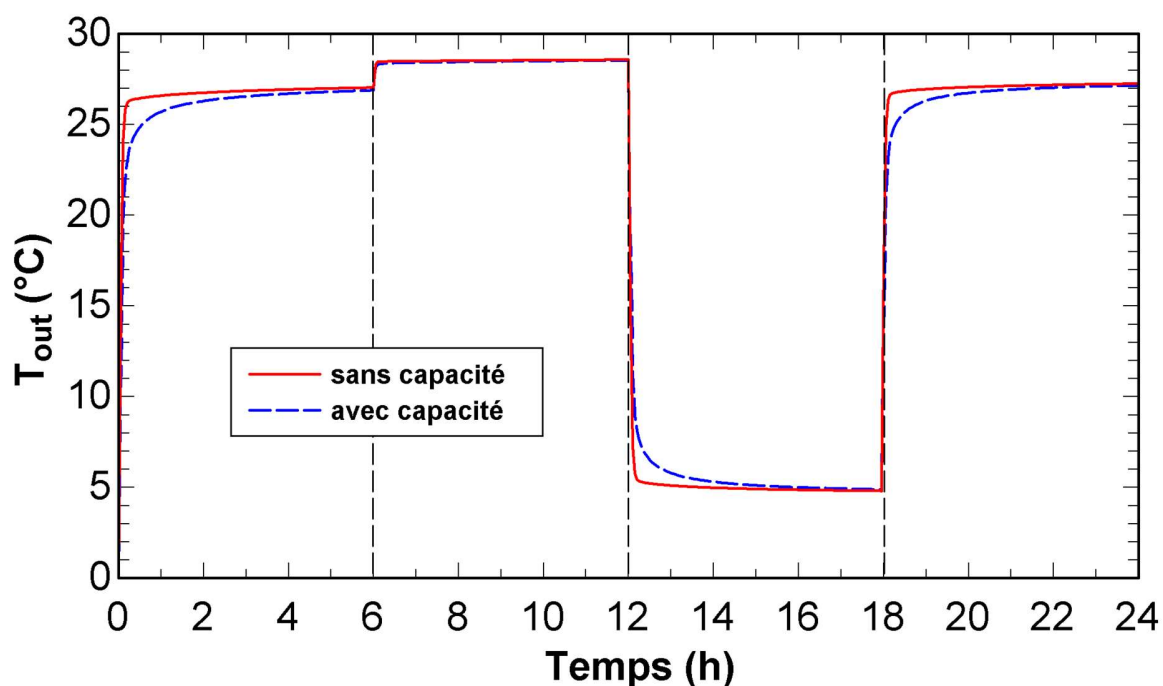


Figure 5-7 Exemple de prédiction de la température de sortie du fluide par rapport au temps.

5.3.2 Génération de g^* -function

TYPE 9998

Dans cet exemple, le puits utilisé possède les mêmes paramètres que pour le TYPE 9999 présenté à la section précédente. Cette fois, aucun input n'est à préciser. La simulation a un pas de temps de 0.05 h et se déroule sur 48 h. La courbe de g^* -function obtenue est présentée à la figure 5-8. La courbe décrivant la g^* -function en fonction du temps est représentative des nouveaux facteurs de réponse déterminés dans la présente étude. En effet, elle converge vers $-2\pi k_g R_b$ à l'origine et est négative dans les premiers pas de temps. Sans comparaison avec d'autres g^* -functions, tracées pour une même valeur de $-2\pi k_g R_b$, il est *a priori* impossible de connaître précisément où se situent les domaines déterminés par les paramètres N_f et N_g .

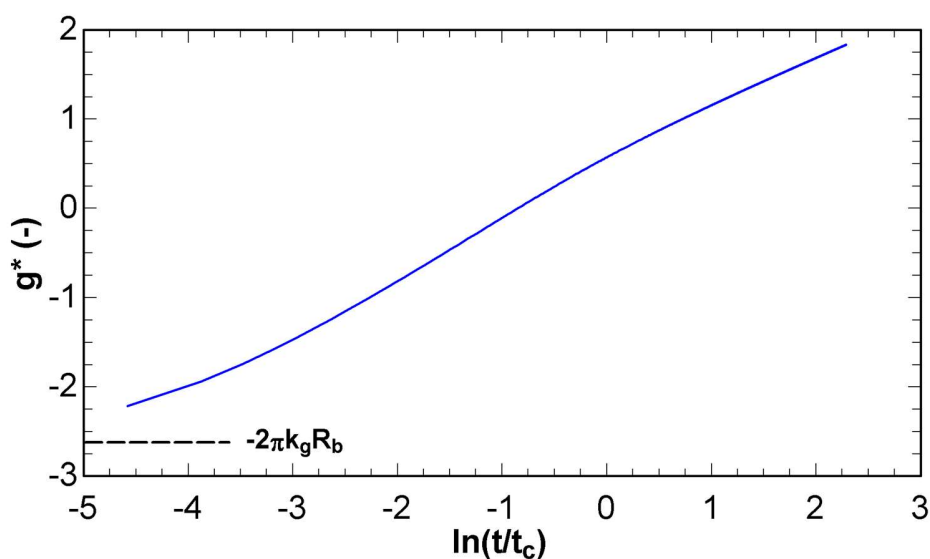


Figure 5-8 Exemple de g^* -function générée pour 48h de simulation.

EES

La figure 5-9 présente les mêmes résultats que la figure 5-8 sous forme de valeur chiffrée, calculée avec le logiciel EES. À nouveau, les colonnes non affichées représentent les températures des nœuds restants.

Le constat fait sur q_{wall} est encore plus visible ici puisque le flux de chaleur injecté au puits q_L est constant et apparaît dans le tableau. Une simulation sans considération de la capacité thermique aurait un flux de chaleur à la paroi instantanément égal au flux de chaleur injecté. Ici, q_{wall} atteint seulement la moitié de sa valeur finale après 1.5 h. À nouveau, la g^* -function prend des valeurs négatives dans les premiers pas de temps.

1 t [h]	2 Intts [-]	3 Inttc [-]	4 gfunc [-]	5 q _L [W/m]	6 q _{wall} [W/m]	7 T ₁ [C]	8 T ₃₉ [C]	9 T ₄₀ [C]
0						0	0	0
0.05	-16.34	-4.487	-2.181	50	0.0281	1.867	0.0005252	0.0003581
0.1	-15.65	-3.794	-1.918	50	0.1357	3.114	0.002674	0.001867
0.15	-15.24	-3.388	-1.722	50	0.3734	4.045	0.007745	0.005525
0.2	-14.95	-3.101	-1.565	50	0.7729	4.787	0.01685	0.01226
0.25	-14.73	-2.877	-1.435	50	1.3426	5.403	0.03071	0.02273
0.3	-14.55	-2.695	-1.324	50	2.0716	5.93	0.04962	0.03731
0.35	-14.39	-2.541	-1.227	50	2.9372	6.39	0.07354	0.05608
0.4	-14.26	-2.407	-1.14	50	3.9115	6.799	0.1022	0.07892
0.45	-14.14	-2.29	-1.063	50	4.9662	7.165	0.1351	0.1055
0.5	-14.04	-2.184	-0.9925	50	6.0752	7.499	0.1717	0.1356
0.55	-13.94	-2.089	-0.9281	50	7.2162	7.804	0.2116	0.1687
0.6	-13.86	-2.002	-0.8687	50	8.3709	8.085	0.2543	0.2045
0.65	-13.78	-1.922	-0.8136	50	9.5249	8.346	0.2992	0.2426
0.7	-13.7	-1.848	-0.7621	50	10.6669	8.59	0.3459	0.2825
0.75	-13.63	-1.779	-0.714	50	11.7888	8.818	0.3941	0.3241
0.8	-13.57	-1.714	-0.6687	50	12.8844	9.033	0.4435	0.3669
0.85	-13.51	-1.654	-0.6259	50	13.9498	9.235	0.4938	0.4109
0.9	-13.45	-1.596	-0.5855	50	14.9822	9.427	0.5446	0.4556
0.95	-13.4	-1.542	-0.5471	50	15.9799	9.609	0.5959	0.501
1	-13.34	-1.491	-0.5106	50	16.9423	9.782	0.6475	0.5468
1.05	-13.3	-1.442	-0.4758	50	17.8691	9.946	0.6991	0.5929
1.1	-13.25	-1.396	-0.4426	50	18.7607	10.1	0.7508	0.6393
1.15	-13.21	-1.351	-0.4108	50	19.6177	10.25	0.8023	0.6857
1.2	-13.16	-1.309	-0.3803	50	20.4411	10.4	0.8536	0.7321
1.25	-13.12	-1.268	-0.3511	50	21.2318	10.54	0.9046	0.7784
1.3	-13.08	-1.229	-0.323	50	21.9910	10.67	0.9552	0.8246
1.35	-13.04	-1.191	-0.2959	50	22.7199	10.8	1.006	0.8705
1.4	-13.01	-1.155	-0.2699	50	23.4198	10.92	1.055	0.9162
1.45	-12.97	-1.12	-0.2448	50	24.0919	11.04	1.105	0.9616
1.5	-12.94	-1.086	-0.2206	50	24.7374	11.16	1.154	1.007

Figure 5-9 Exemple de génération de facteurs de réponse dans le logiciel EES

CHAPITRE 6 DISCUSSION GÉNÉRALE

Ce mémoire s'attarde sur la génération de nouveaux facteurs de réponse valables pour les courts pas de temps. Sans revenir sur les résultats présentés aux chapitres précédents, ce chapitre résume l'ensemble des contributions que ce travail permet par rapport à l'actuel état de l'art.

6.1 Modèles de simulation pour courts pas de temps

Le premier objectif atteint de ce mémoire est la création de deux nouveaux modèles, fondés sur une base commune, qui permettent respectivement le calcul de la température de sortie du fluide et la génération de facteurs de réponse valides pour les courts pas de temps. Ces modèles sont validés par l'expérience ainsi que par la comparaison avec d'autres modèles existants. Les limites de ces modèles ont été exposées et une documentation précise est fournie pour faciliter leur utilisation.

La principale innovation de ces modèles est, bien entendu, la possibilité de générer facilement des facteurs de réponse prenant en compte l'effet capacitif des puits. Toutefois, ces modèles ont été également conçus pour être aussi simples que possible sans trop compromettre la qualité des résultats. Chaque utilisateur peut ainsi aisément comprendre le fonctionnement global du modèle en plus d'être capable de l'utiliser.

6.2 Facteurs de réponse à courts pas de temps

Une étude complète a été faite pour permettre d'adapter les g -fonctions, couramment utilisées, aux courts pas de temps. Une nouvelle définition des g -fonctions en découle, nommée g^* -fonction. Bien que développées avec une approche sensiblement différente à la méthode originale, ces nouvelles fonctions coïncident parfaitement avec les fonctions originales une fois le régime permanent établi dans le puits. Elles gardent également le caractère universel des premières même si les paramètres adimensionnels utilisés sont différents.

La théorie décrivant la conception et la validité de ces fonctions a été présentée dans l'article constituant le chapitre quatre de ce mémoire. En plus de cette théorie, deux outils permettent l'utilisation directe de ces nouveaux facteurs de réponse. D'une part, le modèle dédié à leur

génération, qui peut être reproduit sans difficulté. D'autre part, la base de données, fournie en annexe, qui balaie une large plage de puits possibles.

6.3 Nouvelle équation de dimensionnement d'ASHRAE

L'utilisation des facteurs de réponse valides aux courts pas de temps peut servir pour de nombreuses applications. Ce mémoire s'attarde principalement sur l'une d'entre elles. Même si la littérature s'accorde sur le fait que les effets capacitifs du puits réduisent la longueur de puits requise, l'actuelle équation de dimensionnement d'ASHRAE ne tient pas explicitement en compte de cet effet transitoire.

Une nouvelle définition basée sur les g^* -fonctions est donc proposée afin de palier à ce manque. La comparaison a été faite entre la méthode proposée et usuelle et il en résulte que, sans ajouter de complexité majeure à la démarche, un ajustement notable pourrait être fait dans le design des puits géothermiques pour tenir compte de la capacité thermique du puits.

CHAPITRE 7 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Ce mémoire fait suite à de nombreux travaux de recherche récents qui s'intéressent au comportement des échangeurs géothermiques lors des courts pas de temps. Une bonne prise en compte du régime transitoire lors des simulations thermiques se révèle à la fois nécessaire et complexe. En effet, il n'est plus à démontrer que les effets transitoires, dont est en partie responsable la capacité thermique du puits, ont un impact significatif sur les simulations à court terme, voir même à long terme lorsque le débit dans le puits varie fréquemment. Cependant, les phénomènes thermiques primant lors de ce régime transitoire ont lieu à l'intérieur du puits, où la modélisation est rendue complexe à cause de la géométrie particulière, des différentes couches de matériau et des phénomènes de transport du fluide difficiles à prendre en compte.

Dans un premier temps, un nouveau modèle unidimensionnel basé sur une géométrie équivalente a été proposé afin d'établir un compromis entre simplicité d'utilisation et intégration des principaux éléments intervenant lors du régime transitoire. Ce modèle hybride résout numériquement le transfert thermique interne au puits grâce à une méthode numérique basée sur des volumes finis intégrant toutes les capacités thermiques. Il combine cette résolution à un calcul analytique du transfert thermique dans le sol avec la méthode de la source cylindrique infinie. Les solutions des deux domaines sont calculées simultanément. Le modèle est validé par comparaison à l'expérience et à un modèle TRC. Les deux applications de ce modèle sont la prédiction de température et la génération de facteurs de réponse. Il apparaît que la prédiction de température donne de bons résultats pour les débits et longueurs de puits généralement rencontrés en pratique. Les résultats sont moins satisfaisants pour des débits et longueurs de puits qui ne permettent pas le renouvellement total du fluide dans le puits à chaque pas de temps.

La contribution majeure de ce mémoire, permise par ce nouveau modèle, est l'établissement de nouveaux facteurs de réponse, appelés g^* -fonctions et dépendant de quatre paramètres adimensionnels $2\pi k_g R_b$, N_f , N_g , et t/t_c . Ces facteurs ont le grand avantage d'égaliser les g -fonctions conventionnelles pour des temps longs, ils dépendent alors des mêmes paramètres adimensionnels. L'universalité des g^* -fonctions a été validée pour un grand nombre de configurations de puits. Grâce à ces fonctions, le comportement thermique du puits peut être calculé aisément de manière complète, c'est-à-dire, quel que soit la période de temps et en prenant systématiquement en compte les éléments significatifs. Pour cela, l'utilisateur peut regrouper les

bases de données de g^* -functions pour les courts pas de temps avec celles développées pour les longs pas de temps afin d'avoir un panorama complet de l'évolution thermique de son champ de puits.

Un autre apport important de ce travail est l'application des nouveaux facteurs de réponses. D'autres travaux avaient déjà montré l'influence de la capacité thermique du puits sur le design. En plus de confirmer ce constat, ce mémoire propose un outil simple pour intégrer cet effet capacitif en montrant que l'équation de design d'ASHRAE basée sur les g -functions est toujours valable en utilisant les g^* -functions. Le design peut alors être fait de manière extrêmement simple en combinant les facteurs de réponse pour longs et courts pas de temps. Les exemples étudiés montrent ainsi une différence de longueur de l'ordre de quelques pour cent dans la longueur finale obtenue entre les méthodes classiques et celles basées sur les g^* -functions.

Enfin, ce mémoire décrit le mode de fonctionnement des codes EES et TRNSYS ayant permis l'obtention des résultats. Une telle démarche permet la reproductivité du travail proposé ou la génération de nouvelles tables de g^* -functions. Il présente également en annexe une base de données de g^* -functions précalculées.

Finalement, ce travail présente une avancée notable dans l'étude du régime transitoire des systèmes géothermiques. Il fournit de nouveaux paramètres adimensionnels qui, bien que méritant d'être étudiés plus en profondeur, démontrent la possibilité de fournir des outils simples permettant l'intégration des effets capacitifs dans les programmes classiques tels que le DST. L'équation de dimensionnement d'ASHRAE pourrait ainsi aisément refléter le comportement transitoire grâce à de tels facteurs. L'élaboration des g^* -functions est une première pierre de l'édifice qu'est la prise en compte systématique du régime transitoire dans les simulations thermiques. Une piste de travail serait de mieux définir et de faciliter la transition entre facteurs de réponse à courts et longs termes afin de procéder à une intégration plus aisée de ces facteurs dans les outils déjà existants.

BIBLIOGRAPHIE

- Bandyopadhyay, G., Gosnold, W., & Mann, M. (2008). Analytical and semi-analytical solutions for short-time transient response of ground heat exchangers. *Energy and Buildings*, 40(10), 1816-1824. doi:10.1016/j.enbuild.2008.04.005
- Bandyopadhyay, G., Kulkarni, M., & Mann, M. (2008). A New Approach to Modeling Ground Heat Exchangers in the Initial Phase of Heat-Flux Build Up. *ASHRAE Transactions*, 114 . Issue 2, p428-439
- Cimmino, M. (2015). The effects of borehole thermal resistances and fluid flow rate on the g-functions of geothermal bore fields. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 1119-1127. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.041
- Fernández, M., Eguía, P., Granada, E., & Febrero, L. (2017). Sensitivity analysis of a vertical geothermal heat exchanger dynamic simulation: Calibration and error determination. *Geothermics*, 70, 249-259. doi:10.1016/j.geothermics.2017.06.012
- Gagné-Boisvert, L., & Bernier, M. (2016). *Accounting for Borehole Thermal Capacity when Designing Vertical Geothermal Heat Exchangers*. ASHRAE summer conference, St-Louis, Missouri, June 2016. Paper ST-16-C027.
- Ghoreishi-Madiseh, S. A., Kuyuk, A. F., & Rodrigues de Brito, M. A. (2019). An analytical model for transient heat transfer in ground-coupled heat exchangers of closed-loop geothermal systems. *Applied Thermal Engineering*, 150, 696-705. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.01.020
- Godefroy, V. (2014). *Élaboration et validation d'une suite évolutive de modèles d'échangeurs géothermiques verticaux* (Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal)
- Godefroy, V., & Bernier, M. (2014). *A simple model to account for thermal capacity in boreholes*. Proceedings of the 11th IEA 2014 Heat Pump conference, Montreal (Quebec), Canada, Paper #P.4.8.
- Gu, Y., & O'Neal, D. (1998a). Development of an equivalent diameter expression for vertical U-Tubes used in ground-coupled heat pumps. *ASHRAE Transactions*, 104, 8, p. 347-355.
- Gu, Y., & O'Neal, D. (1998b). Modeling the effect of backfills on U-Tube ground coil performance. *ASHRAE Transactions*, 104, 9, p. 356.
- Javed, S, 2010. Design of ground source heat pump systems - Thermal modelling and evaluation of boreholes. *Licentiate Thesis*, (Chalmers University of Technology.) Sweden.
- Lee, C. K. (2016a). Effect of borehole short-time-step performance on long-term dynamic simulation of ground-source heat pump system. *Energy and Buildings*, 129, 238-246. doi:10.1016/j.enbuild.2016.08.011
- Lee, C. K. (2016b). A modified three-dimensional numerical model for predicting the short-time-step performance of borehole ground heat exchangers. *Renewable Energy*, 87, 618-627. doi:10.1016/j.renene.2015.10.052

- Li, W., Dong, J., Wang, Y., & Tu, J. (2017). Numerical Modeling of a Simplified Ground Heat Exchanger Coupled with Sandbox. *Energy Procedia*, 110, 365-370. doi:10.1016/j.egypro.2017.03.154
- Rottmayer, S., Beckman, W., & Mitchell, J. (1997). *Simulation of a Single Vertical U-Tube Ground Heat Exchanger in an infinite Medium*. ASHRAE Transactions 103 (2), 651–659.
- Sandler, S., Zajackowski, B., Bialko, B., & Malecha, Z. M. (2017). Evaluation of the impact of the thermal shunt effect on the U-pipe ground borehole heat exchanger performance. *Geothermics*, 65, 244-254. doi:10.1016/j.geothermics.2016.10.003
- Wei, J., Wang, L., Jia, L., Zhu, K., & Diao, N. (2016). A new analytical model for short-time response of vertical ground heat exchangers using equivalent diameter method. *Energy and Buildings*, 119, 13-19. doi:10.1016/j.enbuild.2016.02.055

ANNEXE A – BASE DE DONNÉES DE g^* - FUNCTION

Base de données de g^* -function

Pour pouvoir couvrir un maximum de configurations de puits, une base de données de g^* -function est générée en supplément des 4 graphes présentés à la figure 4-7. Les mêmes données y sont présentes, sous forme chiffrée, et complétées par d'autres valeurs de paramètres adimensionnels $2\pi k_g R_b$ avec les paramètres N_f et N_g associés.

Cette base de données est créée en analysant des valeurs de $2\pi k_g R_b$ comprises entre 0.5 et 4 avec un intervalle de 0.5 entre chaque valeur étudiée, couvrant ainsi la très grande majorité des puits existants. Pour chaque paramètre, des valeurs limites de N_f et N_g sont déterminés empiriquement en choisissant des propriétés de puits extrêmes. Une troisième valeur vient s'ajouter à ces bornes afin de faciliter l'interpolation.

L'utilisateur peut alors interpoler entre les valeurs proposées pour déterminer le facteur de réponse correspondant au puits qui l'intéresse. Un exemple d'utilisation de cette base de données est présenté à la fin de cette annexe.

Tableau A-1 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 0.5$

$2\pi k_g R_b = 0.5$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=1$	$N_g=2$	$N_g=3$
-3,128	-0,329	-0,373	-0,388	-	-	-
-2,963	-0,312	-0,354	-0,371	-	-	-
-2,798	-0,293	-0,334	-0,353	-	-	-
-2,634	-0,272	-0,315	-0,336	-	-	-
-2,469	-0,251	-0,295	-0,316	-	-	-
-2,304	-0,229	-0,272	-0,293	-	-	-
-2,139	-0,205	-0,247	-0,269	-	-	-
-1,974	-0,181	-0,221	-0,242	-	-	-
-1,809	-0,156	-0,194	-0,215	-	-	-
-1,644	-0,130	-0,165	-0,184	-	-	-
-1,480	-0,103	-0,136	-0,153	-	-	-
-1,315	-0,074	-0,104	-0,119	-	-	-
-1,150	-0,043	-0,071	-0,083	-	-	-
-0,985	-0,010	-0,037	-0,047	-	-	-
-0,820	0,026	-0,001	-0,007	-	-	-
-0,655	0,064	0,035	0,034	-	-	-
-0,490	0,108	0,075	0,079	-	-	-
-0,325	-	-	-	0,155	0,126	0,117
-0,161	-	-	-	0,205	0,174	0,160
0,004	-	-	-	0,261	0,228	0,207
0,169	-	-	-	0,319	0,282	0,254
0,334	-	-	-	0,385	0,341	0,305
0,499	-	-	-	0,455	0,402	0,359
0,664	-	-	-	0,526	0,465	0,413
0,829	-	-	-	0,605	0,532	0,471
0,994	-	-	-	0,684	0,599	0,530
1,158	-	-	-	0,770	0,670	0,593
1,323	-	-	-	0,859	0,744	0,657
1,488	-	-	-	0,947	0,817	0,722
1,653	-	-	-	1,041	0,894	0,790
1,818	-	-	-	1,133	0,970	0,857
1,983	-	-	-	1,229	1,050	0,929
2,148	-	-	-	1,322	1,127	0,999
2,313	-	-	-	1,419	1,209	1,073
2,477	-	-	-	1,516	1,291	1,149
2,642	-	-	-	1,608	1,370	1,222
2,807	-	-	-	1,704	1,453	1,300
2,972	-	-	-	1,795	1,533	1,375
3,137	-	-	-	1,889	1,617	1,453
3,302	-	-	-	1,982	1,701	1,533

Tableau A-2 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 1$

$2\pi k_g R_b = 1$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,14$	$N_g=0,28$	$N_g=0,43$
-3,816	-0,777	-0,843	-0,866	-	-	-
-3,651	-0,752	-0,817	-0,844	-	-	-
-3,486	-0,723	-0,789	-0,821	-	-	-
-3,321	-0,692	-0,763	-0,799	-	-	-
-3,156	-0,659	-0,736	-0,773	-	-	-
-2,991	-0,622	-0,701	-0,740	-	-	-
-2,826	-0,585	-0,665	-0,708	-	-	-
-2,661	-0,545	-0,626	-0,669	-	-	-
-2,497	-0,505	-0,585	-0,630	-	-	-
-2,332	-0,461	-0,539	-0,584	-	-	-
-2,167	-0,415	-0,490	-0,535	-	-	-
-2,002	-0,370	-0,441	-0,485	-	-	-
-1,837	-0,321	-0,387	-0,430	-	-	-
-1,672	-0,272	-0,333	-0,373	-	-	-
-1,507	-0,220	-0,274	-0,310	-	-	-
-1,342	-0,166	-0,213	-0,243	-	-	-
-1,178	-0,112	-0,151	-0,176	-	-	-
-1,013	-0,054	-0,085	-0,103	-	-	-
-0,848	0,003	-0,020	-0,029	-	-	-
-0,683	0,064	0,051	0,052	-	-	-
-0,518	-	-	-	0,137	0,124	0,127
-0,353	-	-	-	0,223	0,196	0,190
-0,188	-	-	-	0,315	0,274	0,256
-0,023	-	-	-	0,407	0,350	0,322
0,141	-	-	-	0,506	0,431	0,391
0,306	-	-	-	0,607	0,514	0,463
0,471	-	-	-	0,706	0,594	0,532
0,636	-	-	-	0,810	0,679	0,606
0,801	-	-	-	0,911	0,762	0,678
0,966	-	-	-	1,017	0,848	0,754
1,131	-	-	-	1,122	0,935	0,831
1,295	-	-	-	1,222	1,019	0,905
1,460	-	-	-	1,326	1,107	0,984
1,625	-	-	-	1,428	1,194	1,063
1,790	-	-	-	1,525	1,278	1,140
1,955	-	-	-	1,624	1,365	1,220
2,120	-	-	-	1,718	1,449	1,298
2,285	-	-	-	1,815	1,536	1,379
2,450	-	-	-	1,910	1,622	1,460
2,614	-	-	-	2,000	1,705	1,538

Tableau A-3 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 1.5$

$2\pi k_g R_b = 1.5$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,35$	$N_g=0,70$	$N_g=1,10$
-3,422	-1,070	-1,186	-1,227	-	-	-
-3,257	-1,025	-1,137	-1,184	-	-	-
-3,092	-0,974	-1,085	-1,139	-	-	-
-2,927	-0,919	-1,036	-1,096	-	-	-
-2,762	-0,862	-0,985	-1,046	-	-	-
-2,597	-0,799	-0,922	-0,985	-	-	-
-2,432	-0,737	-0,859	-0,926	-	-	-
-2,268	-0,670	-0,790	-0,855	-	-	-
-2,103	-0,603	-0,718	-0,784	-	-	-
-1,938	-0,532	-0,640	-0,704	-	-	-
-1,773	-0,458	-0,558	-0,618	-	-	-
-1,608	-0,386	-0,476	-0,532	-	-	-
-1,443	-0,308	-0,388	-0,438	-	-	-
-1,278	-0,232	-0,301	-0,343	-	-	-
-1,113	-0,152	-0,208	-0,240	-	-	-
-0,949	-0,071	-0,113	-0,133	-	-	-
-0,784	0,009	-0,020	-0,027	-	-	-
-0,619	-	-	-	0,086	0,078	0,091
-0,454	-	-	-	0,197	0,172	0,171
-0,289	-	-	-	0,315	0,270	0,254
-0,124	-	-	-	0,434	0,369	0,337
0,041	-	-	-	0,549	0,463	0,416
0,206	-	-	-	0,669	0,561	0,498
0,370	-	-	-	0,783	0,653	0,577
0,535	-	-	-	0,901	0,749	0,659
0,700	-	-	-	1,017	0,844	0,740
0,865	-	-	-	1,127	0,934	0,818
1,030	-	-	-	1,238	1,027	0,900
1,195	-	-	-	1,343	1,115	0,978
1,360	-	-	-	1,450	1,206	1,059
1,525	-	-	-	1,554	1,297	1,141
1,689	-	-	-	1,652	1,383	1,219
1,854	-	-	-	1,751	1,471	1,301
2,019	-	-	-	1,849	1,560	1,383
2,184	-	-	-	1,941	1,644	1,461
2,349	-	-	-	2,036	1,731	1,543
2,514	-	-	-	2,125	1,815	1,622
2,679	-	-	-	2,217	1,901	1,705
2,843	-	-	-	2,308	1,987	1,787
3,008	-	-	-	2,394	2,070	1,867

Tableau A-4 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 2$

$2\pi k_g R_b = 2$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,25$	$N_g=0,50$	$N_g=0,75$
-3,816	-1,555	-1,687	-1,734	-	-	-
-3,651	-1,506	-1,635	-1,689	-	-	-
-3,486	-1,448	-1,580	-1,643	-	-	-
-3,321	-1,385	-1,527	-1,599	-	-	-
-3,157	-1,319	-1,472	-1,546	-	-	-
-2,992	-1,244	-1,403	-1,481	-	-	-
-2,827	-1,172	-1,331	-1,417	-	-	-
-2,662	-1,091	-1,253	-1,339	-	-	-
-2,497	-1,010	-1,170	-1,261	-	-	-
-2,332	-0,922	-1,079	-1,170	-	-	-
-2,167	-0,831	-0,982	-1,072	-	-	-
-2,002	-0,741	-0,884	-0,972	-	-	-
-1,838	-0,643	-0,777	-0,862	-	-	-
-1,673	-0,547	-0,669	-0,749	-	-	-
-1,508	-0,444	-0,554	-0,626	-	-	-
-1,343	-0,339	-0,434	-0,497	-	-	-
-1,178	-0,237	-0,317	-0,368	-	-	-
-1,013	-0,130	-0,193	-0,230	-	-	-
-0,848	-0,026	-0,073	-0,095	-	-	-
-0,683	0,081	0,052	0,049	-	-	-
-0,519	-	-	-	0,194	0,176	0,188
-0,354	-	-	-	0,334	0,294	0,288
-0,189	-	-	-	0,479	0,415	0,391
-0,024	-	-	-	0,616	0,528	0,487
0,141	-	-	-	0,756	0,643	0,585
0,306	-	-	-	0,893	0,755	0,682
0,471	-	-	-	1,020	0,859	0,772
0,635	-	-	-	1,148	0,965	0,864
0,800	-	-	-	1,267	1,063	0,951
0,965	-	-	-	1,386	1,164	1,041
1,130	-	-	-	1,500	1,262	1,129
1,295	-	-	-	1,606	1,354	1,213
1,460	-	-	-	1,713	1,448	1,300
1,625	-	-	-	1,817	1,541	1,386
1,790	-	-	-	1,915	1,629	1,469
1,954	-	-	-	2,013	1,720	1,554
2,119	-	-	-	2,106	1,806	1,636
2,284	-	-	-	2,201	1,895	1,720
2,449	-	-	-	2,294	1,983	1,805
2,614	-	-	-	2,383	2,067	1,886

Tableau A-5 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 2.5$

$2\pi k_g R_b = 2.5$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,21$	$N_g=0,42$	$N_g=0,66$
-4,064	-2,029	-2,232	-2,229	-	-	-
-3,899	-1,975	-2,174	-2,182	-	-	-
-3,734	-1,913	-2,114	-2,132	-	-	-
-3,569	-1,842	-2,056	-2,085	-	-	-
-3,405	-1,767	-1,996	-2,031	-	-	-
-3,240	-1,687	-1,920	-1,962	-	-	-
-3,075	-1,601	-1,837	-1,891	-	-	-
-2,910	-1,511	-1,752	-1,810	-	-	-
-2,745	-1,413	-1,653	-1,721	-	-	-
-2,580	-1,315	-1,551	-1,624	-	-	-
-2,415	-1,208	-1,438	-1,515	-	-	-
-2,251	-1,102	-1,323	-1,403	-	-	-
-2,086	-0,986	-1,195	-1,277	-	-	-
-1,921	-0,872	-1,067	-1,149	-	-	-
-1,756	-0,749	-0,927	-1,007	-	-	-
-1,591	-0,628	-0,788	-0,863	-	-	-
-1,426	-0,499	-0,639	-0,707	-	-	-
-1,261	-0,373	-0,493	-0,551	-	-	-
-1,096	-0,242	-0,339	-0,385	-	-	-
-0,932	-0,116	-0,190	-0,221	-	-	-
-0,767	0,014	-0,035	-0,049	-	-	-
-0,602	0,136	0,110	0,117	-	-	-
-0,437	-	-	-	0,288	0,258	0,260
-0,272	-	-	-	0,450	0,396	0,375
-0,107	-	-	-	0,614	0,534	0,491
0,058	-	-	-	0,766	0,660	0,597
0,223	-	-	-	0,917	0,786	0,704
0,387	-	-	-	1,057	0,901	0,803
0,552	-	-	-	1,195	1,016	0,903
0,717	-	-	-	1,321	1,122	0,995
0,882	-	-	-	1,445	1,228	1,090
1,047	-	-	-	1,560	1,327	1,179
1,212	-	-	-	1,674	1,426	1,270
1,377	-	-	-	1,779	1,520	1,356
1,542	-	-	-	1,885	1,615	1,444
1,706	-	-	-	1,983	1,705	1,529
1,871	-	-	-	2,083	1,797	1,616
2,036	-	-	-	2,176	1,884	1,699
2,201	-	-	-	2,272	1,974	1,785
2,366	-	-	-	2,362	2,060	1,867

Tableau A-6 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 3$

$2\pi k_g R_b = 3$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,15$	$N_g=0,35$	$N_g=0,55$
-3,998	-2,410	-2,591	-2,654	-	-	-
-3,833	-2,344	-2,521	-2,596	-	-	-
-3,668	-2,266	-2,448	-2,535	-	-	-
-3,503	-2,179	-2,378	-2,477	-	-	-
-3,338	-2,089	-2,305	-2,408	-	-	-
-3,173	-1,986	-2,211	-2,320	-	-	-
-3,008	-1,885	-2,115	-2,236	-	-	-
-2,843	-1,773	-2,009	-2,131	-	-	-
-2,679	-1,659	-1,895	-2,026	-	-	-
-2,514	-1,536	-1,769	-1,902	-	-	-
-2,349	-1,408	-1,636	-1,769	-	-	-
-2,184	-1,279	-1,499	-1,632	-	-	-
-2,019	-1,141	-1,349	-1,479	-	-	-
-1,854	-1,004	-1,198	-1,323	-	-	-
-1,689	-0,858	-1,035	-1,151	-	-	-
-1,524	-0,708	-0,866	-0,971	-	-	-
-1,360	-0,563	-0,701	-0,792	-	-	-
-1,195	-0,410	-0,526	-0,599	-	-	-
-1,030	-0,265	-0,358	-0,410	-	-	-
-0,865	-0,116	-0,183	-0,210	-	-	-
-0,700	0,029	-0,013	-0,011	-	-	-
-0,535	-	-	-	0,179	0,146	0,163
-0,370	-	-	-	0,373	0,305	0,297
-0,205	-	-	-	0,553	0,451	0,418
-0,041	-	-	-	0,733	0,594	0,538
0,124	-	-	-	0,904	0,729	0,652
0,289	-	-	-	1,058	0,851	0,755
0,454	-	-	-	1,210	0,971	0,858
0,619	-	-	-	1,346	1,081	0,953
0,784	-	-	-	1,480	1,189	1,049
0,949	-	-	-	1,606	1,294	1,142
1,113	-	-	-	1,721	1,391	1,230
1,278	-	-	-	1,834	1,489	1,319
1,443	-	-	-	1,943	1,584	1,408
1,608	-	-	-	2,044	1,674	1,492
1,773	-	-	-	2,145	1,767	1,578
1,938	-	-	-	2,240	1,854	1,661
2,103	-	-	-	2,337	1,944	1,747
2,268	-	-	-	2,431	2,033	1,832
2,432	-	-	-	2,520	2,117	1,913

Tableau A-7 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 3.5$

$2\pi k_g R_b = 3.5$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,14$	$N_g=0,28$	$N_g=0,43$
-4,047	-2,834	-3,042	-3,114	-	-	-
-3,882	-2,758	-2,962	-3,048	-	-	-
-3,717	-2,669	-2,879	-2,979	-	-	-
-3,552	-2,569	-2,799	-2,914	-	-	-
-3,388	-2,466	-2,716	-2,835	-	-	-
-3,223	-2,347	-2,609	-2,735	-	-	-
-3,058	-2,231	-2,499	-2,640	-	-	-
-2,893	-2,101	-2,377	-2,520	-	-	-
-2,728	-1,969	-2,247	-2,400	-	-	-
-2,563	-1,826	-2,102	-2,259	-	-	-
-2,398	-1,677	-1,948	-2,106	-	-	-
-2,233	-1,527	-1,790	-1,948	-	-	-
-2,069	-1,366	-1,616	-1,772	-	-	-
-1,904	-1,206	-1,440	-1,592	-	-	-
-1,739	-1,035	-1,251	-1,394	-	-	-
-1,574	-0,859	-1,054	-1,186	-	-	-
-1,409	-0,689	-0,861	-0,978	-	-	-
-1,244	-0,510	-0,656	-0,755	-	-	-
-1,079	-0,339	-0,459	-0,537	-	-	-
-0,914	-0,163	-0,255	-0,308	-	-	-
-0,750	0,007	-0,056	-0,080	-	-	-
-0,585	-	-	-	0,134	0,129	0,164
-0,420	-	-	-	0,351	0,314	0,319
-0,255	-	-	-	0,551	0,481	0,459
-0,090	-	-	-	0,747	0,643	0,596
0,075	-	-	-	0,931	0,795	0,724
0,240	-	-	-	1,095	0,930	0,839
0,404	-	-	-	1,254	1,061	0,951
0,569	-	-	-	1,395	1,179	1,054
0,734	-	-	-	1,531	1,295	1,157
0,899	-	-	-	1,658	1,404	1,255
1,064	-	-	-	1,773	1,505	1,347
1,229	-	-	-	1,887	1,607	1,440
1,394	-	-	-	1,996	1,705	1,532
1,559	-	-	-	2,096	1,797	1,618
1,723	-	-	-	2,197	1,891	1,707
1,888	-	-	-	2,291	1,980	1,792
2,053	-	-	-	2,387	2,071	1,879
2,218	-	-	-	2,481	2,161	1,966
2,383	-	-	-	2,570	2,246	2,049

Tableau A-8 Base de données de g^* -function pour $2\pi k_g R_b = 4$

$2\pi k_g R_b = 4$						
$\ln(t/t_c)$	$N_f=0,07$	$N_f=0,14$	$N_f=0,22$	$N_g=0,15$	$N_g=0,30$	$N_g=0,45$
-4,140	-3,285	-3,510	-3,588	-	-	-
-3,975	-3,204	-3,425	-3,518	-	-	-
-3,810	-3,107	-3,336	-3,445	-	-	-
-3,646	-3,000	-3,251	-3,375	-	-	-
-3,481	-2,888	-3,162	-3,292	-	-	-
-3,316	-2,758	-3,046	-3,185	-	-	-
-3,151	-2,631	-2,928	-3,083	-	-	-
-2,986	-2,489	-2,797	-2,954	-	-	-
-2,821	-2,344	-2,655	-2,825	-	-	-
-2,656	-2,187	-2,498	-2,672	-	-	-
-2,492	-2,022	-2,330	-2,507	-	-	-
-2,327	-1,857	-2,157	-2,336	-	-	-
-2,162	-1,679	-1,966	-2,144	-	-	-
-1,997	-1,502	-1,774	-1,947	-	-	-
-1,832	-1,312	-1,565	-1,731	-	-	-
-1,667	-1,118	-1,348	-1,502	-	-	-
-1,502	-0,928	-1,134	-1,274	-	-	-
-1,337	-0,729	-0,907	-1,029	-	-	-
-1,173	-0,538	-0,689	-0,789	-	-	-
-1,008	-0,343	-0,463	-0,537	-	-	-
-0,843	-0,155	-0,242	-0,288	-	-	-
-0,678	0,018	-0,039	-0,053	-	-	-
-0,513	-	-	-	0,183	0,162	0,188
-0,348	-	-	-	0,398	0,343	0,339
-0,183	-	-	-	0,608	0,517	0,485
-0,018	-	-	-	0,803	0,676	0,619
0,146	-	-	-	0,974	0,817	0,738
0,311	-	-	-	1,138	0,951	0,854
0,476	-	-	-	1,282	1,071	0,957
0,641	-	-	-	1,420	1,187	1,060
0,806	-	-	-	1,548	1,296	1,158
0,971	-	-	-	1,663	1,396	1,249
1,136	-	-	-	1,776	1,497	1,342
1,301	-	-	-	1,884	1,594	1,432
1,465	-	-	-	1,984	1,685	1,518
1,630	-	-	-	2,084	1,778	1,605
1,795	-	-	-	2,178	1,866	1,689
1,960	-	-	-	2,273	1,956	1,776
2,125	-	-	-	2,367	2,045	1,862
2,290	-	-	-	2,455	2,130	1,944

Exemple d'utilisation

Il s'agit de calculer la température du fluide dans un champ de 2×3 puits soumis à une injection de chaleur de 50 W/m. Les puits, le fluide et le sol ont des propriétés présentées dans le tableau suivant.

Tableau A-9 Paramètres des puits, du fluide et du sol servant à l'exemple d'utilisation de la base de données

Paramètre	Valeur	Unité
Diamètre extérieur du tuyau	0.03	m
Diamètre intérieur du tuyau	0.027	m
Rayon du puits	0.06	m
Longueur du puits	120	m
Distance centre à centre des tuyaux	0.035	m
Valeur du coefficient de convection	2000	W/m ² .K
Conductivité thermique du sol	1.8	W/m.K
Capacité thermique volumique du sol	2550	kJ/m ³ .K
Conductivité thermique du tuyau	0.5	W/m.K
Capacité thermique volumique du tuyau	1500	kJ/m ³ .K
Conductivité thermique du coulis	0.92	W/m.K
Capacité thermique volumique du coulis	3400	kJ/m ³ .K
Capacité thermique volumique du fluide	4100	kJ/m ³ .K
Espacement entre les puits	12	m
Température du sol	0	°C

La température du fluide est voulue pour trois temps : après 1 h, 10 h et 87600 h (10 ans). Les deux premiers temps appartiennent au régime transitoire, les g^* -functions doivent donc être utilisées. Le dernier temps quant à lui peut être calculé avec les g-functions classiques. Le calcul des paramètres adimensionnels nécessaires donne $2\pi k_g R_b = 2$, $N_f = 0.14$, $N_g = 0.5$, $\frac{r_b}{H} = 0.0005$, $\frac{B}{H} = 0.1$. Les valeurs des g^* -functions peuvent donc être calculées par interpolation dans la base de données correspondante et les g-functions classiques peuvent être obtenues par lecture de la figure 4-1. Le

tableau suivant présente les résultats. Les valeurs de la température du fluide sont obtenues grâce aux équations 4-9 et 4-10.

Tableau A-10 Résultats du calcul de la température du fluide pour trois temps différents.

t(h)	Domaine (nombre caractéristique)	$\ln(\frac{t}{t_c})$	$\ln(\frac{t}{t_s})$	g^*-function	T_f (°C)
1	Court terme - Fluide (N_f)	-1.05	-	-0.22	7.88
10	Court terme - Sol (N_g)	1.26	-	1.33	14.74
87600	Long terme (r_b/H)	-	-1.97	7.83	34,62

De manière plus générale, il est possible d'utiliser les bases de données de g^* -function et de g -function pour tout calcul de réponse thermique d'un champ de puits soumis à des charges variant dans le temps. Pour cela, il suffit d'utiliser la formule de superposition temporelle suivante, basée sur la température du fluide plutôt que celle de la paroi du puits :

$$\Delta T(t) = T_f(t) - T_g = \sum_{i=1}^{n_t} (q_i - q_{i-1}) (\Gamma^*(t - t_{i-1})) \quad \text{A-1}$$

Avec $\Gamma^* = \frac{g^*}{2\pi k_g} + R_b^*$. Dans le cas où le temps $t - t_{i-1}$ est suffisamment court et que le régime transitoire interne au puits doit être considéré, la valeur du facteur de réponse g^* est choisie dans une base de données de g^* -function. Si ce temps est plus long et que le critère déterminant le domaine de validité des g -functions est vérifié, cette valeur peut être prélevée d'une base de g -functions classiques.